

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

**А. В. Коваленко**

**МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

*(для студентів усіх форм навчання та слухачів другої вищої освіти  
за спеціальністю  
141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка)*

**Харків**  
**ХНУМГ ім. О. М. Бекетова**  
**2019**

**Коваленко А. В.** Механічне обладнання транспортних засобів: конспект лекцій (для студентів усіх форм навчання та слухачів другої вищої освіти за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка) / А. В. Коваленко; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019. – 136 с.

Автор

канд. техн. наук, доц. А. В. Коваленко

Рецензент

**В. П. Шпачук**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної і будівельної механіки Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

*Рекомендовано кафедрою електричного транспорту, протокол № 6 від 5 грудня 2017 р.*

Конспект лекцій складено з метою допомогти студентам під час підготовки до занять та іспиту з курсу «Механічне обладнання транспортних засобів».

© А. В. Коваленко, 2019

© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019

## ЗМІСТ

1 Предмет «Механічне обладнання транспортних засобів».....	4
2 Склад механічної частини транспортних засобів.....	4
3 Головні характеристики транспортних засобів.....	5
4 Конструкція та розрахунок кузовів транспортних засобів.....	15
5 Конструкція та розрахунок візків транспортних засобів.....	24
6 Колісні пари (мости), колеса.....	44
7 Пружне підвішування.....	57
8 Рульове керування безрейкових транспортних засобів.....	75
9 Тягова передача транспортних засобів.....	93
10 Гальмування транспортних засобів.....	111
11 Двигуни внутрішнього згоряння.....	126
Список використаних джерел.....	136

# 1 ПРЕДМЕТ «МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ»

Дисципліна «Механічне обладнання транспортних засобів» вивчає теорію та розрахунки конструкцій механічних частин транспортних засобів.

## 2 СКЛАД МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Механічна частина ТЗ складається з таких елементів (рис. 2.1).

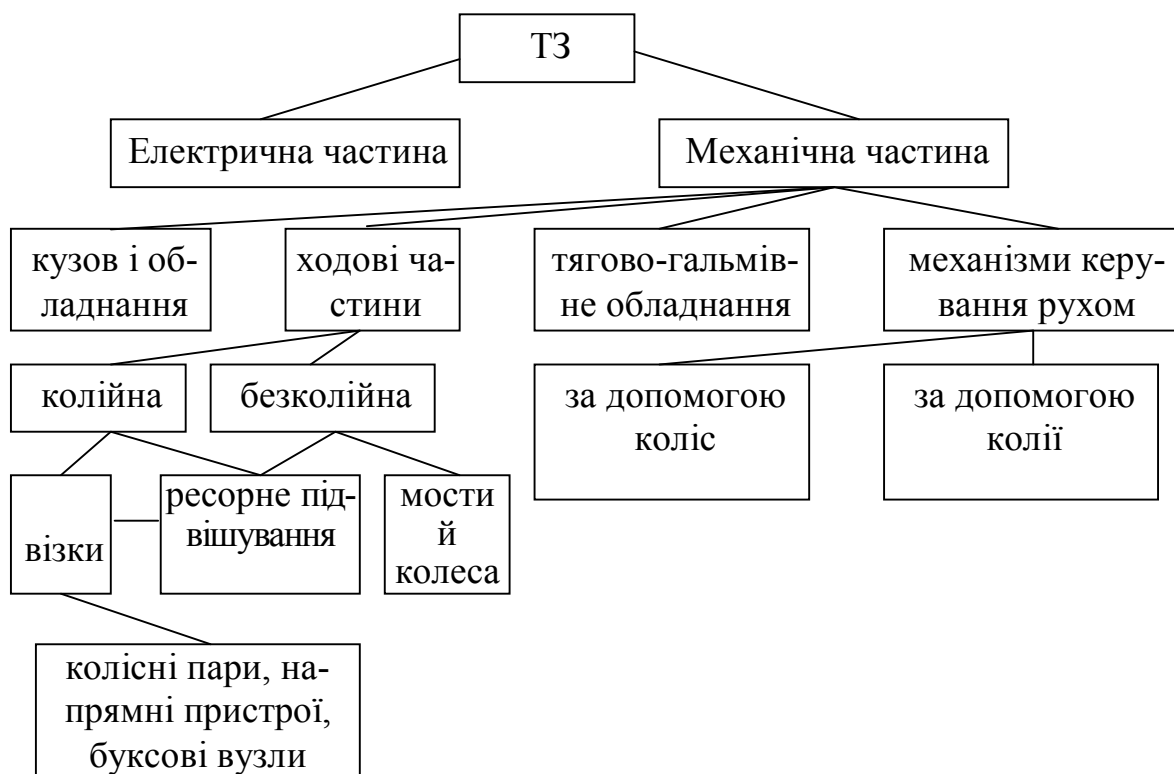


Рисунок 2.1 – Структурна схема механічної частини транспортних засобів (ТЗ)

**Кузов** – призначений для розміщення пасажирів або вантажу (залежно від призначення), обслуговчого персоналу, а також тягового обладнання й механізмів керування.

Під кузовом і частково в ньому розміщене допоміжне обладнання (пневматичне, електричне, механічне), а також системи, що забезпечують відповідний рівень комфортабельності – обладнання салону (сидіння, поручні, огородження), системи вентиляції, опалення, освітлення.

**Ходові частини** – це елементи механічного обладнання, що перетворюють роботу тягового електроприводу в роботу, що витрачається на рух екіпажу. Слугують для подолання сил взаємодії між рухомим складом і шляховою будовою, як у вертикальному напрямі (ресорне підвішування), так і в горизонтальному (напрявні пристрої).

**Тягово-гальмівне обладнання** – це комплекс пристроїв, що служать для передачі крутного моменту від тягових електродвигунів на колеса, а також для реалізації гальмівних зусиль.

***Механізми керування рухом:***

а) механізми, за допомогою яких водій керує колесами й змінює напрям руху (тролейбуси, автобуси);

б) пристрої, коли напрям руху змінюють за допомогою взаємодії ходових частин зі шляховими пристроями (трамвай, метро, залізниця).

Розглянемо характеристики, що стосуються до будь-якого з видів міського транспорту.

### **3 ГОЛОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

#### **3.1 Габаритні розміри**

##### **3.1.1 Зовнішні габаритні розміри**

Визначення зовнішніх габаритних розмірів наочно зображено на рисунку 3.1. Тут маємо такі скорочення: Ш – ширина; Д – довжина; Б – база (відстань між ходовими частинами); В – висота; Б<sub>в</sub> – база візка; Б<sub>гол.</sub> – база головної секції; Б<sub>нп</sub> – база напівпричепа; Д<sub>гол.</sub> – довжина головної секції; С<sub>зв1</sub>, С<sub>зв2</sub> – передній і задній звіси.

Ці розміри впливають на розважування, особливості коливань під час пуску й гальмуванні, вписуванні в горизонтальні криві плану й вертикальні криві подовжнього профілю шляху. Відношення довжини до бази (Д/Б) повинно бути в межах  $1,48 \div 3,5$  – менші значення стосуються до вагонів метрополітену, більші – двовісних трамваїв.

$\alpha_{зв1}$ ,  $\alpha_{зв2}$  – кути звісу передній і задній (наприклад, у тролейбусі ЗіУ–9  $\alpha_{зв1} = \alpha_{зв2} = 7^\circ$ ) [3];

$K_{1,2}$  – колія передніх і задніх коліс, визначає запас поперечної стійкості й обмеження швидкості в кривих.

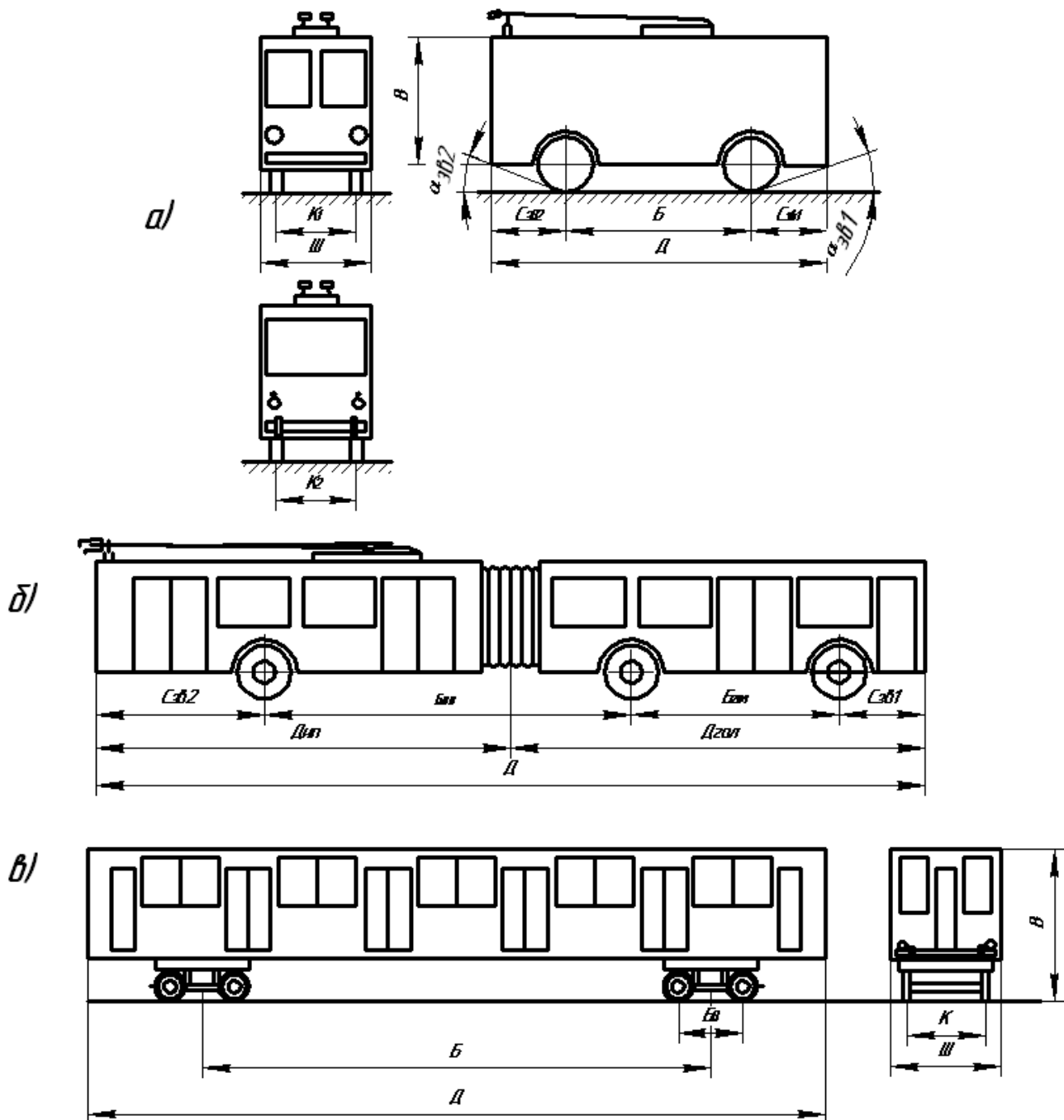


Рисунок 3.1 – Головні габаритні розміри електричного транспортних засобів:

а – двовісний тролейбус; б – зчленований тролейбус;

в – вагон метрополітену, трамвайний вагон

*Поперечний габарит ТЗ* – це граничне поперечне (перпендикулярне до осі шляху) окреслення, усередині якого повинен розташовуватись установлений на прямій горизонтальній ділянці шляху новий і з максимальними нормованими допусками на знос ТЗ. Цю умову необхідно виконувати як без навантаження, так і з повною пасажирською навантаженістю.

### **3.1.2 Габарит наближення будов**

Габарит наближення будов - це граничне поперечне окреслення, в середину якого, крім ТЗ, не повинні заходити ніякі споруди й пристрої, крім обладнання контактної мережі, що безпосередньо взаємодіє з струмоприймачами ТЗ.

### **3.2 Внутрішні розміри кузова**

Внутрішні розміри кузова визначаються за такими параметрами:

- 1) зовнішніми габаритами;
- 2) габаритними розмірами ходових частин та іншого підкузовного обладнання;
- 3) відстанню між нижньою площиною рами й верхньою площиною настилу підлоги;
- 4) товщиною стінок і даху кузова.

Допоміжне обладнання прагнуть розміщувати на рівні ходових частин. Водночас необхідно зменшати габарити ходових частин (у метро у такий спосіб вдається знизити діаметр тунелю; на трамваї та тролейбусі – полегшити умови посадки й висадки пасажирів).

Під час планування салону визначають:

- а) габарити салону ТЗ;
- б) розподіл навантажень на ходові частини;
- в) розташування, кількість і ширину дверей ( $\Pi_d$ ), відношення ширини дверних прорізів до довжини ( $D$ ) ТЗ:

$$\frac{\Pi_d}{D} \geq 0,2 \text{ (трамвай, тролейбус, автобус); } \frac{\Pi_d}{D} \approx 0,4 \text{ (метро);}$$

- г) розташування сидінь пасажирів.

На ТЗ кількість сидінь повинна дорівнювати 0,3–0,5 розрахункової місткості; для метрополітену сидіння повинні розташовуватись поздовжньо.

Внутрішні планувальні розміри кузова регламентовані ГОСТ 10022–75; розміри й технічні вимоги до обладнання кабіни – ГОСТ 122033–76.

Рациональність планування рухомого складу (далі - РС) оцінюють за коефіцієнтом використання габаритів

$$\eta_{\omega} = \frac{S_{\text{пас}}}{D \cdot \Pi}, \quad (3.1)$$

де  $S_{\text{пас}}$  – площа для розміщення пасажирів, що сидять і стоять.

Необхідно збільшувати  $\eta_{\omega}$ , але не за рахунок площі кабіни водія.

### 3.3 Місткість

Місткість – це загальна кількість місць у пасажирському приміщенні кузова для пасажирів, що стоять  $M_{\text{ст}}$  і сидять  $M_{\text{сид}}$  з урахуванням заповнення:

$$M = M_{\text{сид}} + M_{\text{ст}}, \quad (3.2)$$

$$M_{\text{ст}} = \alpha F, \quad (3.3)$$

де  $F$  – площа проходів і накопичувальних майданчиків, яку заповнюють пасажирів, що стоять, за відрахуванням площі кабіни й підніжок;

$\alpha$  – коефіцієнт заповнення площі  $F$  накопичувальних майданчиків і проходів для розміщення пасажирів, що стоять (кількість пасажирів на  $1 \text{ м}^2$ );

$\alpha_1 = 5 \text{ осіб/м}^2$  – нормальне заповнення;

$\alpha_2 = 8 \text{ осіб/м}^2$  – максимальне заповнення (у пікові години);

$\alpha_3 = 10 \text{ осіб/м}^2$  – під час розрахунку механічних частин на міцність.

Під час розрахунків вагу одного пасажирів приймають  $g = 70 \text{ кг}$ .

У найближчій перспективі за допомогою розрахунків РС прагнуть довести  $\alpha_2 = 5 \text{ осіб/м}^2$ , у віддаленій –  $\alpha_2 = 3 \text{ осіб/м}^2$ .

Підвищення  $\alpha$  знижує капітальні й експлуатаційні витрати з розрахунку на одного пасажирів.

Місткість поділяють на розмірні ряди від 35 до 260 осіб – усього шість рядів залежно від груп населеності міст, яких – п'ять.



### 3.4 Провізна спроможність ТЗ

Провізна спроможність ТЗ – це кількість пасажирів, яких можна перевезти в перерізі перегону за одну годину.

$$B = Mj = 60 \frac{M}{t_i}, \quad (3.4)$$

де  $M$  – розрахункова місткість;

$j = 60/t_i$  – розрахункова інтенсивність руху;

$t_i$  – розрахунковий інтервал руху.

### 3.5 Вагові характеристики

Вагові характеристики оцінюють:

а) за коефіцієнтом використання зчіпної ваги порожнього вагону (тари):

$$\eta_{зч.т.} = \frac{G_{зч.т.}}{G_t}, \quad (3.5)$$

де  $G_t$  – вага тари екіпірованого вагону без пасажирів. Вона залежить від його розмірів, типу, місткості, конструкції, матеріалів. Так, вага тролейбуса становить 6–17 т; трамваю – 11–20 т; вагона метрополітену – 20–40 т.

$$G_t = E_{сид} \cdot T, \quad (3.6)$$

де  $T$  – коефіцієнт маси – маса кузова, що припадає на одного пасажирів, який сидить. Цей параметр приймає такі значення залежно від виду транспорту:

$$T_{трол} = 250\text{--}500 \text{ кг/пас};$$

$$T_{трамв} = 300\text{--}350 \text{ кг/пас};$$

$$T_{метро} = 600\text{--}700 \text{ кг/пас}.$$

Чим нижчий коефіцієнт  $T$ , тим досконаліша конструкція РС. Пропорційно масі зростають витрати на енергоносії, навантаження на шлях, зношення шляху, експлуатаційні витрати на утримання РС і шляхових пристроїв. Зниження власної ваги підвищує економічні показники.

$G_{зч.т.}$  – зчіпна вага тари – вага порожнього РС, що припадає на ведучі осі;

б) за коефіцієнтом використання зчіпної ваги повного вагону:

$$\eta_{зч.п.} = \frac{G_{зч.п.}}{G_{п}}, \quad (3.7)$$

де  $G_{зч.п.}$  – повна вага вагону з пасажирів, що припадає на ведучі осі;

$G_{п}$  – повна вага вагону з пасажирів.

### 3.6 Осність

Може бути 2-, 3-, 4-, 10-вісний РС. Осність характеризується колісною формулою. Ця формула показує кількість осей і коліс на них, починаючи з задньої частини. Наприклад, колісна формула тролейбуса ЗіУ-9 – 4х2 (ззаду – 4 колеса, спереду – 2, кількість цифр – це кількість осей) [9].

У тролейбуса 2/3 ваги припадає на задню вісь, тому ззаду 4 колеса.

Осність визначає допустимі навантаження ходових коліс на колію за умови міцності верхньої будови шляху.

Номінальне статичне навантаження на вісь трамваю – понад 120 кН, метро – понад 140 кН. Допустиме навантаження коліс на колію обмежується зминанням поверхні їх контакту.

Питоме навантаження:

$$p = G/D_k, \quad (3.8)$$

де  $G$  – загальне навантаження на колесо;

$D_k$  – діаметр колеса.

Для трамвая цей параметр обмежується  $p \leq 75$  Н/мм, для метрополітену –  $p \leq 65$  Н/мм.

### 3.7 Динамічні характеристики

Динамічні характеристики – це характеристики тягово-гальмівних властивостей РС, швидкості руху, частоти коливань кузова.

З динамічних характеристик визначається питома міцність тягових двигунів, конструкція ресорної підвіски, конструкція гальмівних пристроїв, перерозподіл навантаження кузова й візка при розгоні, гальмуванні тощо. Головні динамічні характеристики РС визначають так:

а) прискорення:

$$a_{\text{роз}} = \frac{dV_{\text{роз.}}}{dt_{\text{роз}}} = \frac{d^2S_{\text{роз.}}}{dt_{\text{роз}}^2}, \quad (3.9)$$

де  $dV_{\text{роз.}}$  – швидкість виходу на автоматичну характеристику розгону;

$dt_{\text{роз}}$  – час розгону;

б) уповільнення:

$$a_{\text{гальм}} = \frac{dV_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}} = \frac{d^2S_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^2}, \quad (3.10)$$

де  $dV_{\text{гальм}}$  – швидкість початку гальмування;

$dt_{\text{гальм}}$  – час гальмування.

За умов безпеки й комфорту пасажирів уповільнення обмежується  $a_{\text{роз, гальм}} \leq 1,5 \text{ м/с}^2$ ;

в) поштовхи прискорення і уповільнення характеризуються швидкістю зростання прискорення та уповільнення:

$$\frac{da_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}} = \frac{d^2V_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}^2} = \frac{d^3S_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}^3}, \quad (3.11)$$

$$\frac{da_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}} = \frac{d^2V_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^2} = \frac{d^3S_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^3}, \quad (3.12)$$

Від цих показників залежить комфортабельність пасажирів. Для РС повинно бути:

$$\frac{d^2V}{dt^2} \leq 2 \text{ м/с}^3, \quad (3.13)$$

г) конструктивна швидкість  $V_{\text{к}}$ :

– тролейбуса – 60–80 км/год;

– трамваю  $\leq 75$  км/год.

За умов експресного руху  $V_{\text{к}} = 100\text{--}120$  км/год;

д) коефіцієнт швидкості для:

– тролейбуса  $\frac{V_{\text{к}}}{V_{\text{max}}} = \frac{70}{60} = 1,17$ ;

– трамвая  $\frac{V_{\text{к}}}{V_{\text{max}}} = \frac{75}{65} = 1,15$ ,

де  $V_{\text{max}}$  – максимальна швидкість руху [1].

### 3.8 Гальмівний шлях

Гальмівний шлях – це частка шляху від моменту початку гальмування до повної зупинки.

Для трамваїв гальмівний шлях при швидкості 30 км/год не повинен перевищувати 35 м (службове гальмування), у разі екстреного гальмування – 16 м.

Для безрейкового транспорту гальмівний шлях у разі екстреного гальму-

ванні не повинен перевищувати 11 м.

Ці показники за умов «Правил експлуатації трамваїв та тролейбусів» [14] повинні перевірятись під час кожного виходу з депо.

### 3.9 Жорсткість ресорної підвіски

Жорсткість ресорної підвіски – відношення навантаження на ресорне підвішування до одиниці деформації (прогину):

$$Ж = \frac{dP}{df}, \text{ Н/см}, \quad (3.14)$$

де  $P$  – навантаження на ресорну підвіску;

$f$  – прогин від навантаження на ресорну підвіску.

Гнучкість  $\Gamma = \frac{df}{dP}$  – величина, зворотна жорсткості.

### 3.10 Прохідність

Прохідність – це властивість РС долати нерівності шляху, затяжні підйоми й спускання, ділянки з водою, снігом.

Прохідність поділяється на поперечну, що характеризується радіусом поперечної  $R_{\text{п}}$ , і поздовжньої прохідності. Остання характеризується переднім  $\alpha_{\text{зв1}}$  і заднім  $\alpha_{\text{зв2}}$  кутами звісів (рис. 3.1); радіусами – верхнім  $R_{\text{в}}$  і нижнім  $R_{\text{н}}$  поздовжньої прохідності (рис. 3.2).

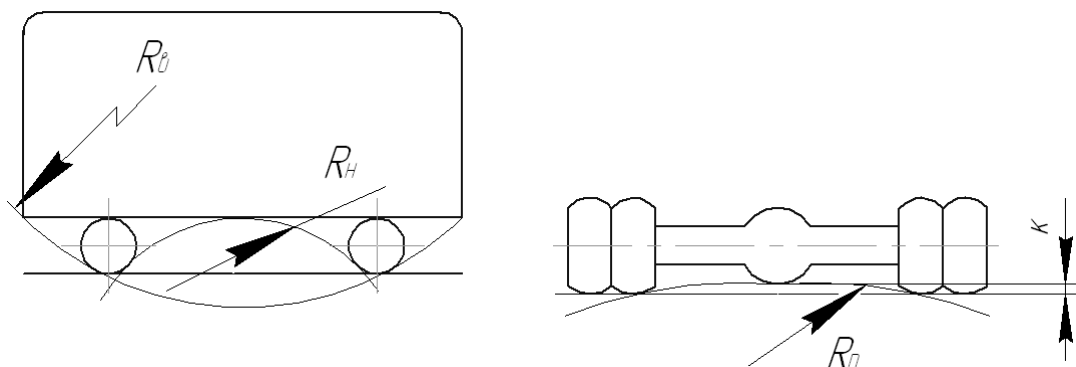


Рисунок 3.2 – Радіуси  $R_{\text{в}}$  – верхньої,  $R_{\text{н}}$  – нижньої поздовжньої прохідності й  $R_{\text{п}}$  – поперечної прохідності

*Шляховий просвіт*  $K$  (кліренс) – це відстань від нижньої точки ходових частин чи обладнання кузова до дорожнього покриття.

### 3.11 Маневреність

Маневреність – це властивість відхилення від напрямку руху, обгону спереду їдучого РС, повороту й розвороту, руху заднім ходом. Вона характеризується радіусами (рис. 3.3): повороту  $R_{\text{п}}$  зовнішнім  $R_3$  і внутрішнім  $R_{\text{вн}}$ .

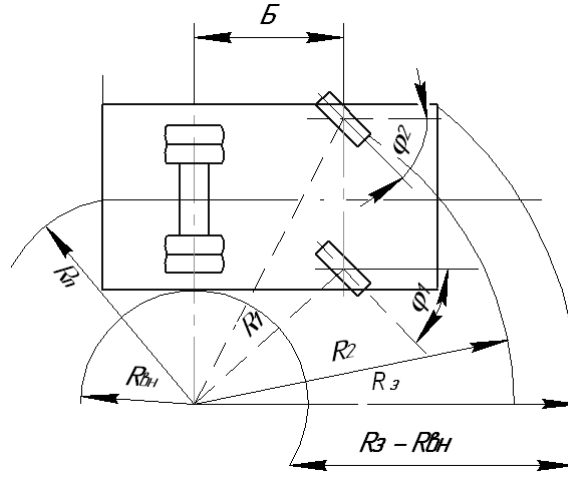


Рисунок 3.3 – Схема руху безрейкового транспортних засобів на повороті

Їхня різниця ( $R_3 - R_{\text{вн}}$ ) – коридор вписування РС в поворот. Також мають значення радіуси  $R_1$ ,  $R_2$  і кути  $\phi_1$ ,  $\phi_2$  повороту внутрішнього та зовнішнього керованих коліс.

### 3.12 Естетичні й санітарно-гігієнічні характеристики

Серед таких характеристик можна виокремити такі характеристики, як динамічна й статична комфортабельність.

Під *динамічною комфортабельністю* розуміють рівень комфорту, наданого пасажиром і обслуговчому персоналу під час руху. До показників динамічної комфортабельності належать показники плавності руху й рівня шуму зовні та всередині пасажирського салону. Рівень шуму зовні РС визначає його шумове навантаження на пішоходів і жителів прилеглих районів, а рівень шуму в середині пасажирського салону – рівень шумового навантаження на пасажирів та обслуговчий персонал (водіїв і кондукторів).

Під *статичною комфортабельністю* розуміють рівень комфорту, наданого пасажиром і обслуговчому персоналу незалежно від руху РС, а також показники естетично-художньої відповідності РС міській забудові, її архітектурним

принципам і плануванню. Також до показників статичної комфортабельності належать зручність посадки та висадки пасажирів, планування й обладнання салону й кабін управління, якість і розміри сидінь, зовнішній вигляд РС (ергономічні характеристики), освітлення, опалення, вентиляцію, обслуговування пасажирів під час руху.

Головні джерела, де можна ознайомитись із характеристиками сучасного РС трамвайних вагонів, тролейбусних машин і вагонів метро:

- трамваї марки 71-919КТ виробництва Усть-Катавського вагонобудівного заводу імені С. М. Кірова (м. Усть-Катав, Російська Федерація); [www.ukvz.ru](http://www.ukvz.ru);
- трамваї марки К1 виробництва спільного українсько-чеського підприємства СП «Татра-Юг» (м. Дніпропетровськ, Україна); [www.tatra-yug.com.ua](http://www.tatra-yug.com.ua);
- тролейбуси марок DAC та ROCAR виробництва підприємства ROCAR S.A. (м. Бухарест, Румунія); [www.rocar.ro](http://www.rocar.ro);
- тролейбус марки Trolza-5264 виробництва ОАО «Троллейбусный завод» (м. Енгельс, Російська федерація); [www.trolza.ru](http://www.trolza.ru);
- тролейбус ПМЗ Т1 виробництва ДП ВО «Південмаш» (м. Дніпропетровськ, Україна); [www.yuzhmash/index\\_ru.htm](http://www.yuzhmash/index_ru.htm);
- тролейбус Т70110 виробництва автомобільної компанії «Богдан моторс» (м. Луцьк); [www.bogdan.com.ua](http://www.bogdan.com.ua)

### **Контрольні запитання**

- 1 Які перспективи розвитку механічної частини транспортних засобів?
- 2 Що входить до складу механічної частини транспортних засобів?
- 3 Які головні характеристики транспортних засобів?
- 4 Яка різниця між механічними частинами рейкових і безрейкових транспортних засобів?
- 5 Що таке кліренс?
- 6 Що таке гальмівний шлях транспортних засобів?
- 7 Чим регламентується прохідність і маневреність транспортних засобів?
- 8 Що таке габарит наближення будов?
- 9 Які динамічні показники характеризують рухомий склад МЕТ?

## 4 КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК КУЗОВІВ ТЗ

### 4.1 Кузов

Кузов – частина екіпажу, що призначена для розміщення пасажирів, обслуговуючого персоналу, необхідного обладнання, а також для сприйняття навантажень під час руху.

Вимоги до кузовів ТЗ:

- дотримання габаритів за зовнішніми розмірами;
- міцність конструкції при малій вазі;
- зручність планування пасажирського салону, приміщень обслуговчого персоналу;
- наявність засобів вентиляції, опалення й освітлення;
- форма кузова повинна забезпечувати мінімальний опір руху.

### 4.2 Класифікація кузовів РС (рис. 4.1):

**4.2.1 За несучою властивістю** кузова поділяються за комбінацією несучих частин: рами, бокових стінок, даху. Ці частини кузова мають несучі елементи, до яких належать деталі й вузли, що несуть механічне навантаження. Вони складаються з поздовжніх елементів – стингерів (рис. 4.2) і поперечних – шпангоутів. Ззовні до них закріплюється обшивка. Профілями несучих елементів можуть бути труби – кругла, прямокутна, тавр, двотавр, швелер, кутик тощо.

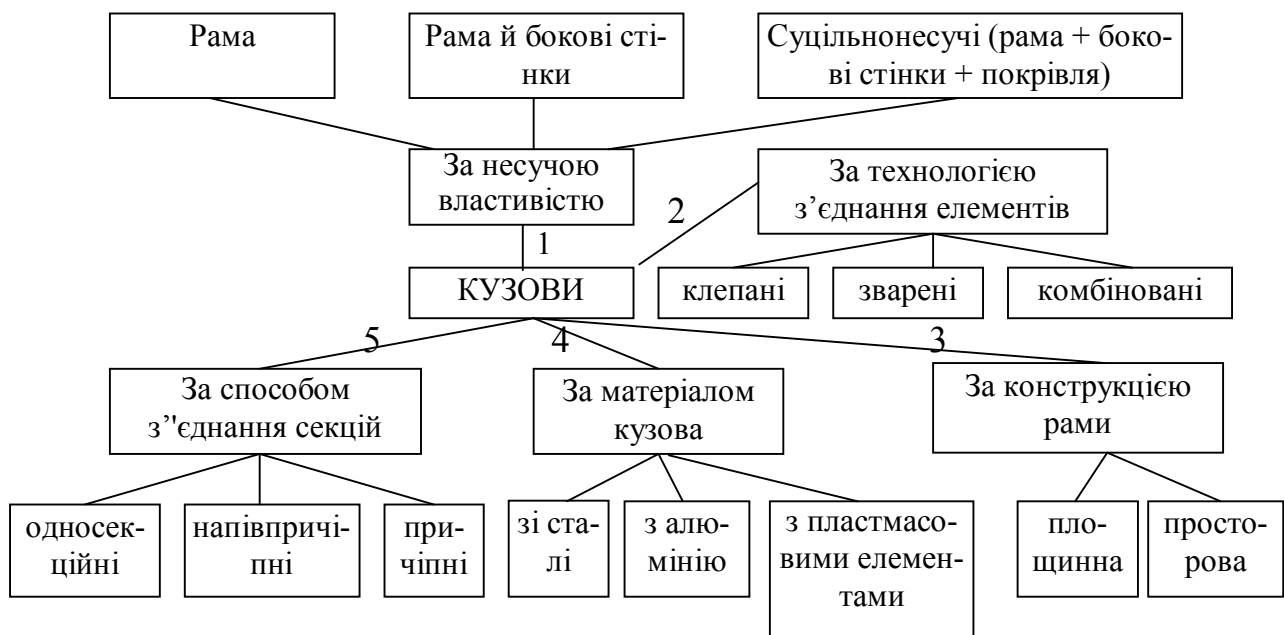


Рисунок 4.1 – Класифікаційна схема кузовів ТЗ

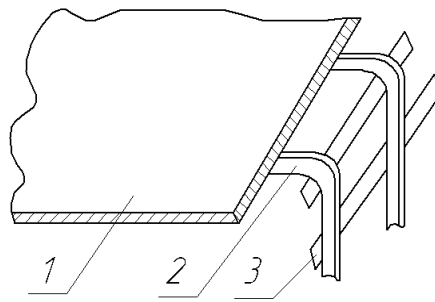


Рисунок 4.2 – Несучі елементи кузова:

1 – обшивка; 2 – шпангоути; 3 – стингери

На рисунку 4.3 наведено схему перерізу кузова з несучою рамою і ненесучими боковими стінками. Такі кузови зазвичай мають велику вагу через важку раму, їх застосовували раніше. Коефіцієнт маси таких кузовів, тобто відношення маси кузова до довжини, лежить у межах  $1,1 \div 1,25$  т/м [1]. Наступний етап розвитку конструкції кузовів характеризується конструкцією, схему якого зображено на рисунку 4.3, б, де в несучу частину введені бокові стінки. На рисунку 4.3, в наведено переріз сучасних конструкцій суцільно несучих кузовів, де в несучу схему додано дах. Така конструкція хоч і складна, але ефективніша відносно перших двох, оскільки має коефіцієнт маси в межах  $0,86 \div 1$  т/м.

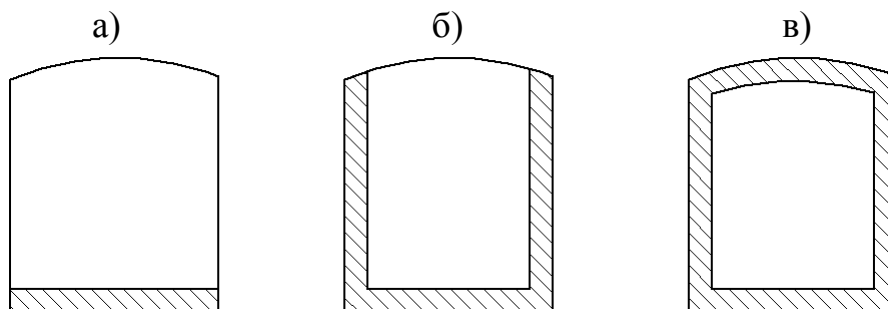


Рисунок 4.3 – Схеми поперечного перерізу кузова: а – із несучою рамою;

б – із несучими стінками й рамою; в – суцільнонесучий

**4.2.2 За технологією з'єднання елементів** кузова розподіляють на клепані, зварені й комбіновані.

У клепаному кузові його елементи з'єднані за допомогою заклепок, що було на ранніх стадіях розвитку конструкцій, коли інших технологій не існувало. Клепані кузови мали послаблення перерізів і високу вартість складання. Але при такому з'єднанні існує відносно проста технологія зміни деталей кузова,



що важливо під час ремонту.

*Зварені* кузови мають деталі зварені між собою. Ця більш сучасна технологія усуває недоліки клепаного кузова й зміцнює всю конструкцію.

Конструкція *комбінованого* кузова має переваги попередніх двох.

**4.2.3 За конструкцією рами** (основи) кузовів їх можна розподілити на кузови, що мають у основі площинну раму (трамваї, вагони метро) [4–6] і кузови з просторовою рамою (тролейбуси ЗіУ-9) [3]. У першому разі поздовжні й поперечні елементи рами (двотаври, швелери тощо) з'єднані в одну площину й до них кріпляться стіни й обладнання. Така конструкція проста й надійна. У другому разі конструкція рами (основи) складніша, але в її порожнинах розташовано інше обладнання, чим знижується центр ваги кузова.

**4.2.4 За матеріалом, з якого виготовлені кузови** їх можна розподілити на найрозповсюджені сталеві, алюмінієві й ті, що мають пластмасові елементи. Якщо кузови, виготовлені зі сталі, мають високу міцність, відпрацьовану технологію виготовлення й ремонту, то алюмінієві мають такі головні переваги, як зменшена вага й добрі антикорозійні властивості. Пластмасові елементи й навіть такі панелі, як задня чи передня дають сучасним кузовам подібні переваги над сталевими. Алюмінієві та пластмасові елементи застосовані на тролейбусах К12-03, К12-04 виробництва Київського літакобудівного заводу імені Антонова, де відпрацьована відповідна технологія.

**4.2.5 За способом з'єднання секцій** кузова можна розподілити на причіпні й напівпричіпні.

У кузовах причіпного типу механізм зчеплення завантажений тільки тяговим зусиллям, що спрощує його конструкцію й підвищує надійність. У цьому разі залежно від необхідності можна розчіпляти секції.

Кузова напівпричіпного типу мають одно- чи двовісний причіп зазвичай консольного типу, при якому причіпна секція опирається на свої ходові частини та частково через шарнірний вузол на раму ведучої секції. Такий спосіб зчеплення найрозповсюдженіший через компактність й можливість мати один салон для пасажирів.

Механізм зчеплення секцій повинен забезпечувати:

- свободу необхідних переміщень секцій у трьох перпендикулярних площинах;
- безпеку й зручність переходу пасажирів через зону зчеплення під час руху (у разі напівпричепа);
- безшумність роботи;
- мінімальність вібрацій та ударів зчленованих секцій при повороті й русі РС на прямих ділянках шляху;
- мінімальний коридор вписування;
- високу надійність, зносостійкість, мінімальні потреби в експлуатаційному обслуговуванні, ремонтпридатність та можливість розчеплення секцій під час ремонту;
- герметичність міжсекційних ущільнень (у разі напівпричепа).

#### 4.3 Спрощений розрахунок загальної міцності несучого кузова

У цьому розрахунку кузов розглядається як балка прямокутного перерізу, що лежить на двох опорах і несе вертикальне навантаження  $G$  (рис. 4.4) від власної ваги й ваги пасажирів і обладнання.

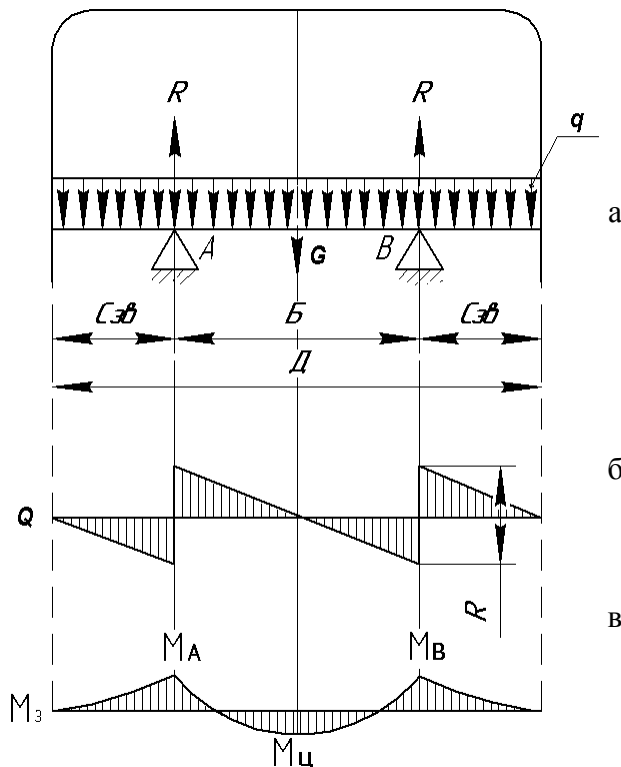


Рисунок 4.4 – Силова схема (а) й епюри навантаження кузова:

б - поперечних сил;

в - згинальних моментів

Припустимо, що загальна довжина кузова  $D$ , відстань між опорами  $B$  (база) і довжина консолей  $C_{зв}$  (звіс), отже

$$D = B + 2C_{зв}.$$

Тоді рівномірно розподілене навантаження за довжиною кузова буде:

$$q = \frac{G}{B + 2C_{зв}}, \quad (4.1)$$

де вага кузова з пасажирями складається з ваги пасажирів і ваги тари (кузова):

$$G = G_{пас} + G_{т}. \quad (4.2)$$

Для розрахунку механічних напружень у небезпечних перерізах необхідно розрахувати епюри поперечних сил  $Q$  і згинальних моментів  $M_3$ .

Моменти на опорах кузова:

$$M_A = M_B = \frac{C_{зв}^2 \cdot q}{2}. \quad (4.3)$$

Момент у центральній частині кузова:

$$M_{ц} = \frac{qD}{2} \cdot \frac{D}{4} - R \cdot \frac{B}{2}, \quad (4.4)$$

де  $R = R_a = R_b = \frac{G}{2} = q \cdot \frac{D}{2}$  – реакції в опорах кузова для рейкового транспорту (для безрейкового транспорту  $R_a \neq R_b$ ).

Небезпечним перерізом є переріз, у якому згинальний момент має максимальне значення. Тоді напруження згину верху кузова  $\sigma_{зв}$  і низу  $\sigma_{зн}$  дорівнюють:

$$\sigma_{зв} = \frac{M_{\max}}{W_B}, \quad (4.5)$$

$$\sigma_{зн} = \frac{M_{\max}}{W_H}, \quad (4.6)$$

де  $W_B, W_H$  – моменти опору верху та низу кузова; залежать від геометричних параметрів перерізів цих елементів.

У кузовах із боковими опорами на візки й у тролейбусах, тобто в кузовах із чотирма опорами (метро, тролейбус) можливе кососиметричне навантаження.

Це тоді, коли одна з чотирьох опор сприймає більше навантаження, ніж інші (див. п. 5.3.5). У зв'язку зі складністю розрахунків кососиметричне навантаження враховується за допомогою коефіцієнта косої симетрії, що буде:  $K_k = 1,1 - 1,12$  [1].

Розрахункові напруження верху та низу кузова визначають у такий спосіб:

$$\sigma_{p.z.v.} = \sigma_{z.v.} \cdot K_k, \quad \sigma_{p.z.n.} = \sigma_{z.n.} \cdot K_k, \quad (4.7)$$

Оцінку міцності кузова проводять за допомогою порівняння розрахункових напружень у ньому з допустимими значеннями напружень  $[\sigma]$ , що забезпечують міцність матеріалу кузова. Тобто повинні виконуватись співвідношення:

$$\sigma_{p.z.v.} \leq [\sigma], \quad \sigma_{p.z.n.} \leq [\sigma].$$

Вихідними даними під час визначення допустимих напружень є головні механічні характеристики сталей і легких сплавів, що застосовують у процесі виготовлення кузовів ТЗ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Механічні характеристики матеріалів, що застосовуються в конструкціях кузовів ТЗ

Параметри	Сталь 20	Сталь 25	Сталь 10Г2	Дуралюмін Д16АТ	Авіаль АВТ-1
Тимчасовий опір $\sigma_{вр}$ , мПа	400	430	430	400	280
Межа текучості, $\sigma_s$ , мПа	240	260	250	300	210
Відносне подовження $\Delta l$ , %	24	23	22	10	10
Модуль пружності $E$ , мПа	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	$7,2 \cdot 10^4$	$7,2 \cdot 10^4$
Модуль зсуву $G$ , мПа	$8,0 \cdot 10^4$	$8,0 \cdot 10^4$	$8,0 \cdot 10^4$	$2,7 \cdot 10^4$	$2,7 \cdot 10^4$

Оцінку міцності елементів кузова можна проводити, користуючись допустимими напруженнями, визначеними, виходячи з межі текучості матеріалу.

У разі одновісного розтягування або стиснення допустиме напруження розраховують за формулою:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{K}, \quad (4.8)$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу міцності.

Коефіцієнт безпеки враховує низку факторів, що впливають на міцність кузова, таких як місцеві концентрації напружень, якість складання або зварювання кузова, наявність внутрішніх напружень, нестабільність механічних властивостей матеріалів тощо і приймається для МЕТ:  $K = 1,4 \div 1,7$  [1].

Експериментальні дослідження напруження в конструкціях суцільнонесучих зварених кузовів показують, що це напруження розподіляється між елементами каркаса (1) й обшивкою (2) нерівномірно (рис. 4.5) (останнє необхідно враховувати при точніших розрахунках). Вони досягають найбільших величин у елементах, що підкріплюють обшивку каркасу й зменшуються із віддаленням від цих елементів.

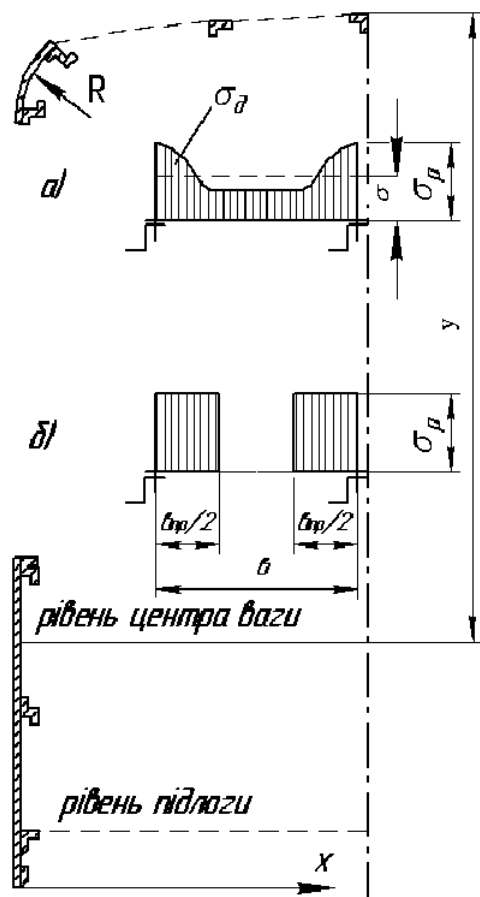


Рисунок 4.5 – Розрахунковий переріз кузова:  
а – дійсне розподілення напруження в обшивці –  $\sigma_\delta$ ;  
б – розрахункове розподілення напруження  $\sigma_p$

Частина обшивки якби не працює, сприймаючи навантаження лише частково. Тому в розрахунку беруть до уваги не всю ширину обшивки  $b$ , а тільки її частину – так звану приведену ширину  $b_{\text{пр}}$ . Величину  $b_{\text{пр}}$  визначають за умови рівняння навантажень обшивки завширшки  $b_{\text{пр}}$  при постійних розрахункових напруженнях  $\sigma_p$  і дійсних навантаженнях реальної обшивки  $\sigma_d$  завширшки  $b$  при дійсному законі розподілення напруження  $\sigma_p(b)$ . Ця умова має вигляд:

$$b_{\text{пр}} S \sigma_p = \int_0^b \sigma_d S db, \quad (4.9)$$

де  $S$  – товщина обшивки.

Відношення  $\frac{\sigma}{\sigma_p} = \frac{b_{\text{пр}}}{b} = \varphi$  називається редуційним коефіцієнтом обшивки.

Якщо останній відомий, то приведену ширину обшивки визначають за формулою:

$$b_{\text{пр}} = \varphi \cdot b. \quad (4.10)$$

У тому разі, коли до поперечного перерізу кузова входять поздовжні зв'язки різної жорсткості, навантаження розподіляються нерівномірно не тільки між поздовжніми елементами каркасу й обшивки, але й між самими елементами каркасу. Ця обставина враховується шляхом введення у розрахунок редуційних коефіцієнтів відповідних поздовжніх елементів. Для жорстких несучих елементів каркасу (наприклад, обв'язок рами кузова) редуційний коефіцієнт приймають за одиницю, для легких штампованих поздовжніх зв'язків – у межах 0,7–0,86. Величини редуційних коефіцієнтів і приведеної ширини плоскої обшивки кузовів рейкових транспортних засобів визначають за формулами:

$$\varphi = 40 \cdot \frac{S}{b}; \quad b_{\text{пр}} = 40S. \quad (4.11)$$

Середні нормальні напруження  $\sigma$  у разі вигину й дотичні напруження  $\tau$  від перерізуювальної сили в кожному з елементів редуційного перерізу кузова визначають за формулами:

$$\sigma = \frac{M}{J_{\text{ред}}} \varphi_i \cdot y \frac{E_i}{E_c}, \quad (4.12)$$

$$\tau = \frac{Q}{F_{\text{ред}}} \varphi_i \cdot y \frac{E_i}{E_c}, \quad (4.13)$$

де  $M$  і  $Q$  – момент і перерізувальна сила в досліджуваному перерізі кузова;

$\varphi_i$  і  $J_{\text{ред}}$  – редуційний коефіцієнт і момент інерції поперечного перерізу елемента, у якому визначають напруження;

$y$  – відстань від нейтральної осі редуційного перерізу кузова до досліджуваного елемента;

$E_i$  і  $E_c$  – модуль пружності матеріалу досліджуваного елемента й модуль пружності сталі;

$F_{\text{ред}}$  – площа елементів редуційного поперечного перерізу кузова.

### Контрольні запитання

Яке призначення кузовів транспортних засобів?

1 Які головні класифікаційні ознаки кузовів?

2 Які існують кузови з позиції їхньої несучої властивості, які найперспективніші та чому?

3 Які існують кузови за способом з'єднання секцій?

4 Що таке небезпечний переріз?

5 Що називають редуційним коефіцієнтом обшивки?

6 Яка технологія виготовлення та особливості конструкції рам кузовів рейкових і безрейкових транспортних засобів?

7 Які принципи планування салону пасажирських транспортних засобів?

8 Який коефіцієнт максимального заповнення (у пікові години) площі накопичувальних площадок та проходів на рухомому складі?

9 Що таке провізна спроможність транспортних засобів?

10 На які напруження розраховують кузов?

11 Що таке кососиметричне навантаження, і як його враховують під час розрахунку кузова на міцність?

12 Який порядок розрахунку загальної міцності несучого кузова?

13 Які складники розрахунку ваги тари транспортних засобів?

## **5 КОНСТРУКЦІЯ Й РОЗРАХУНОК ВІЗКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

### **5.1 Загальні положення**

На міському транспорті існують так звані візкова й безвізкова конструкції ходової частини.

На початку розвитку рейкових транспортних засобів застосовували тільки безвізкову двовісну конструкцію як простішу й компактну. Однак зі збільшенням пасажирообігу з'явилась необхідність збільшення площі пасажирського салону, а оскільки збільшення поперечних габаритів неможливе, розвиток конструкції пішов шляхом збільшення довжини кузова. При цьому збільшення кількості пасажирів призводить до збільшення навантаження на вісь, що зі свого боку спричиняє зростання механічного напруження в контакті «колесо - рейка» і збільшення навантаження на верхню будову колії. Природним заходом проти цього може бути збільшення кількості колісних пар, але в жорсткій базі кузова це неможливо за умови вписування в повороти. На сьогодні зазначену проблему вирішують шляхом об'єднання колісних пар у групи під єдину базу, тобто раму. Такий вузол, що шарнірно сполучений із кузовом, прийнято називати візком. Шарнірне з'єднання необхідне для забезпечення кутового зміщення візка відносно кузова в повороті. Таке конструктивне рішення дало змогу розмістити на візках тягові приводи з напрямними пристроями колісних пар, пружну підвіску, гальмове та інше обладнання. На сьогодні візкову будову кузова має весь рейковий транспорт.

Отже, візки транспортних засобів призначені для такого:

- передачі й розподілу вертикальних навантажень між колісними парами за допомогою ресорного підвішування;
- сприйняття тягового зусилля й передачі його на кузов;
- забезпечення вписування в криві;
- розміщення тягових приводів;
- розміщення ресорного підвішування, колісних пар, гальмівного обладнання тощо.



## 5.2 Класифікація візків

Візки можна класифікувати за головними класифікаційними ознаками, що наведені на схемі (рис. 5.1). Зокрема: за конструкцією несучої частини, тобто рами візка їх можна поділити на так звані рамні й безрамні (мостові).

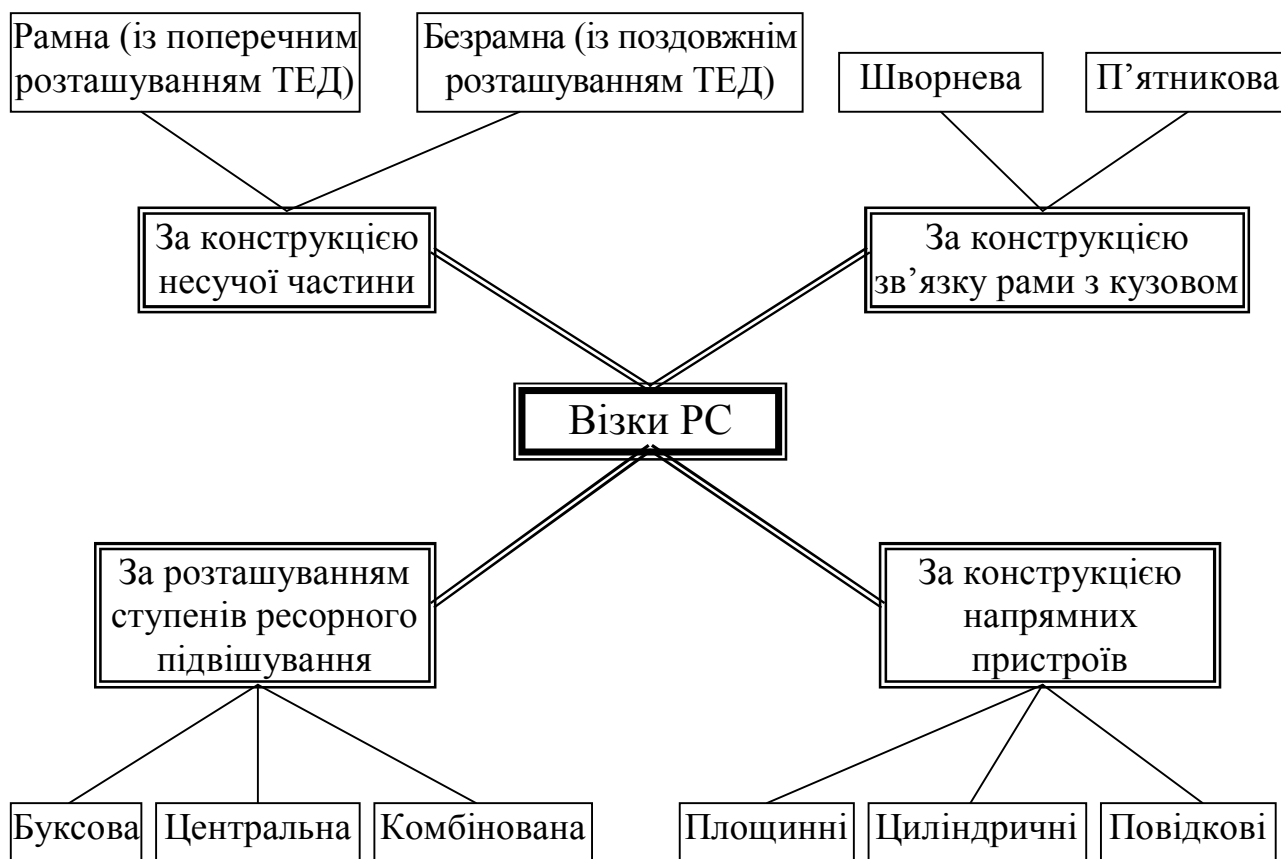


Рисунок 5.1 – Схема класифікації візків ТЗ

Рамні візки мають єдину нерозбірну раму, до якої кріпиться все інше обладнання. Вона має великі габарити, потрібні для розташування потужних великогабаритних тягових двигунів (далі - ТЕД), що змонтовані поперечно руху.

Рамними візками обладнують вагони метро, «Луганський» трамвай, трамваї старих марок. Головні їхні елементи подані на рисунку 5.2, а безрамних – на рисунку 5.3: 1 – поздовжня балка рами візка; 2 – буксові вузли зовнішнього розташування в рамних візках і внутрішнього розташування в безрамних; 3 – буксове ресорне підвішування; 4 – колеса; 5 – осі колісних пар; 6 – кожух моста; 7 – балка шворнева; 9 – центральне (люлькове) ресорне підвішування;

10 – шворінь кузовної опори на шворневу (поперечну) балку; 11 – кузов; 12 – тяговий двигун; 13 – тяговий редуктор; 14 – п'ятник кузова; 15 – підп'ятник шворневої балки візка; 16 – карданний вал; 17 – опори бокові; 18 – кінцеві поперечні балки.

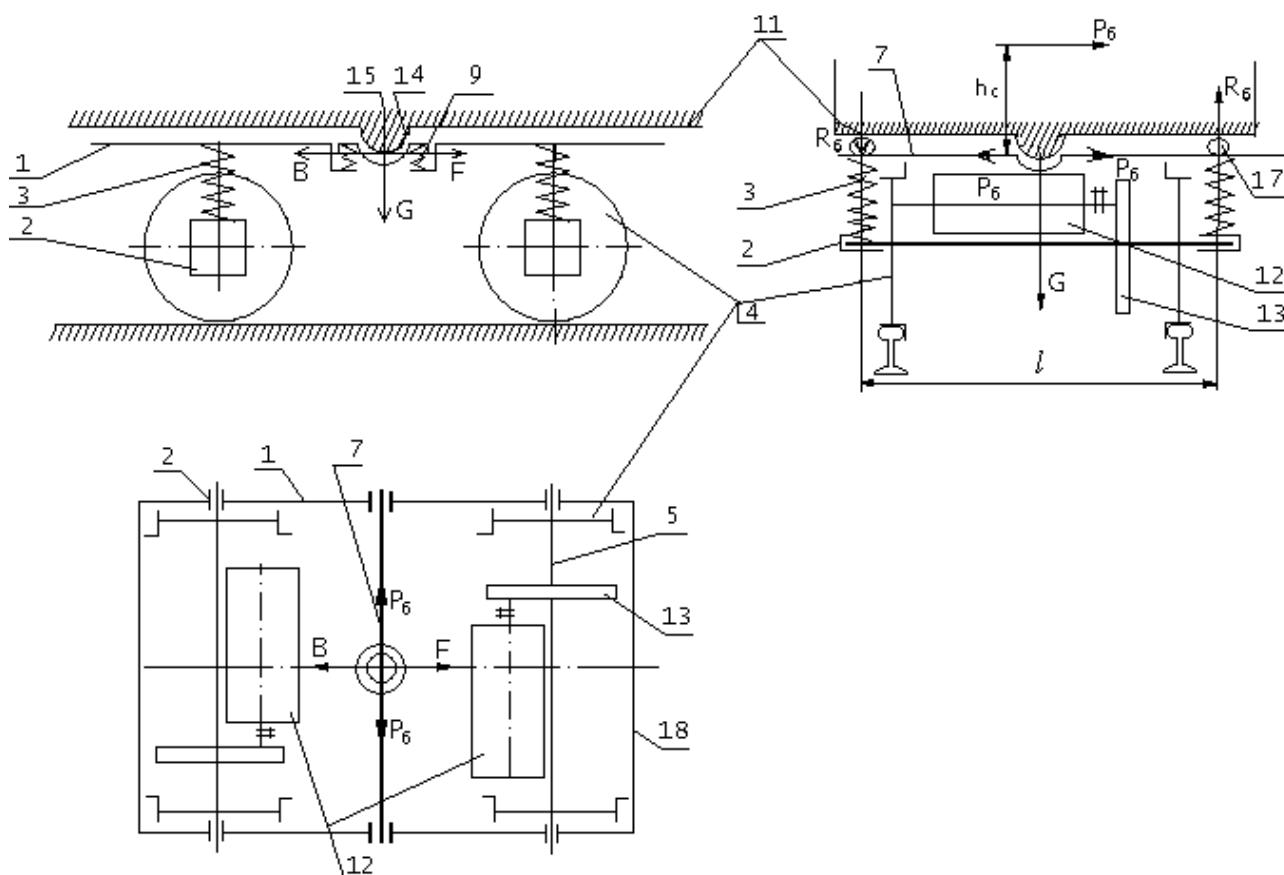


Рисунок 5.2 – Схема розташування основних вузлів візка рамної конструкції

Безрамними або мостовими візками обладнують трамваї РВЗ-6, Т-3, Т-3М, Т-5, КТМ-5М, 71-619 КТ, К1 тощо [4, 5, 9].

Візки умовно називають безрамними, оскільки вони мають розбірну конструкцію рами, що складається з окремих елементів, таких як дві поздовжні балки (1), що з'єднані двома мостами (6). Останні виконують функції поперечних балок і створюють єдину жорстку конструкцію візка. З кузовом візок з'єднаний за допомогою шворневої балки (7) через шворінь (10). Останній є шарніром для вільного кутового переміщення візка на кривих ділянках шляху. Мостові візки мають малі габарити унаслідок поздовжнього розташування тягових електрод-

вигунів через їхню малу, відносно двигунів вагонів метрополітену, потужність. Це дає змогу розмістити буксові вузли (2) не зовні, а між коліс, а сам візок – у межах бокових стінок (8) кузова (11), забезпечуючи естетичний вигляд трамваю.

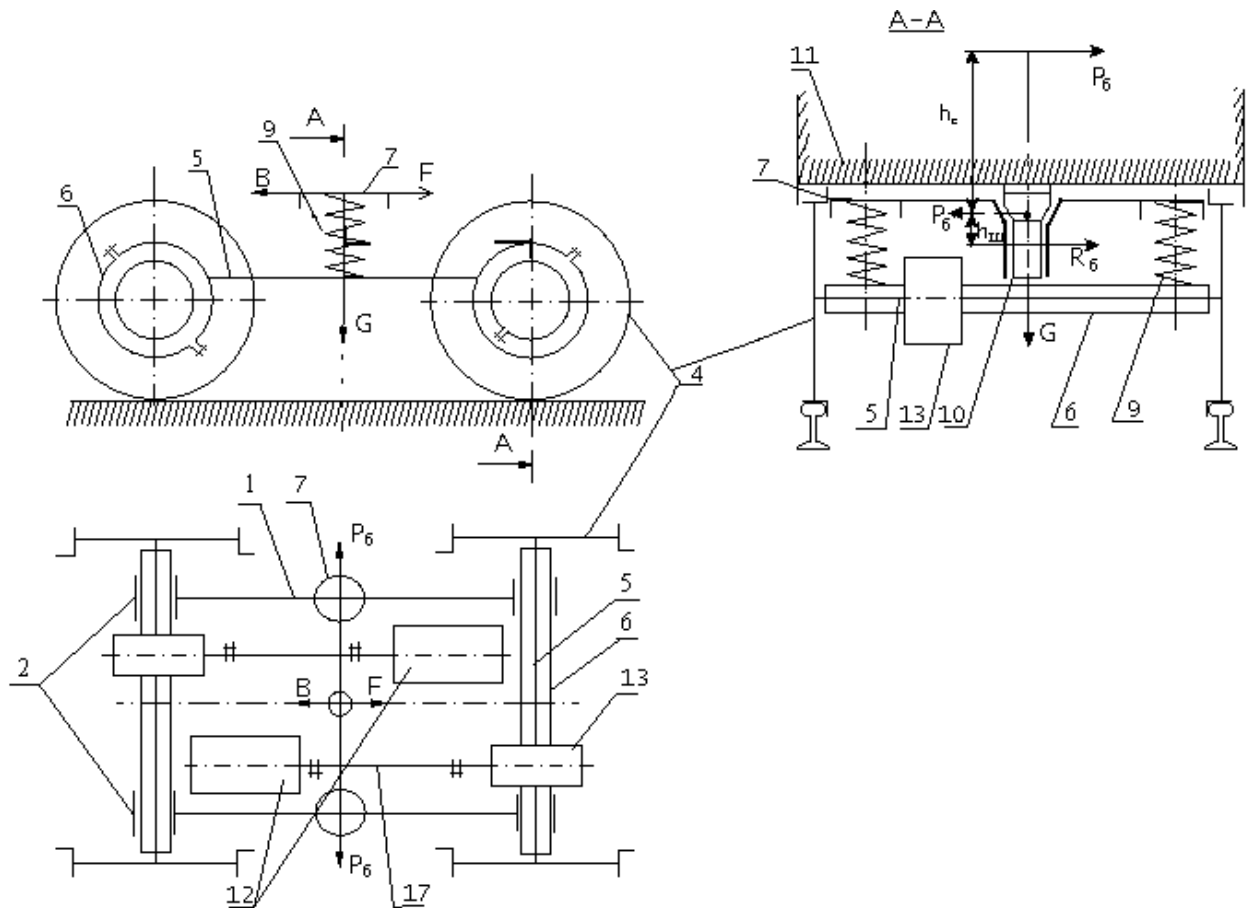


Рисунок 5.3 – Схема розташування основних вузлів візка безрамної (мостової) конструкції

За способом з'єднання з кузовом візки розподіляють на такі конструкції зв'язків: за допомогою п'ятникового механізму (рис. 5.2 поз. 14, 15) і за допомогою шворня (рис. 5.3, поз. 10). У першому випадку, коли п'ятник передає як горизонтальні сили (силу тяги  $F$ , гальмування  $B$ , бокові  $P_6$ ), так і вертикальні від кузова  $G$ . Перекидне зусилля (реакція  $R_6$  на бокову силу  $P_6$ ) сприймається боковими роликowymi опорами 17.

$$R_6 = \frac{P_6 h_c}{0,5l}, \quad (5.1)$$

де  $h_c$  – висота центру ваги;

$l$  – відстань між боковими опорами кузова.

У другому випадку (див. рис. 5.3) шворінь сприймає всі види зусиль, як і п'ятник плюс перекидний момент  $M_{\Pi}$  від дії бокової сили  $P_6$  на плечі  $h_c$ .

$$M_{\Pi} = P_6 h_c = R_6 h_{\Pi}. \quad (5.2)$$

Звідси реакція на перекидний момент

$$R_6 = \frac{P_6 h_c}{h_{\Pi}}.$$

Такий зв'язок, за якого відсутні бокові опори та їхні функційні елементи передбачає застосування шворня, оскільки він простіший конструктивно й компактніший. Це можливо при малій вазі кузова й малих габаритах візка, що більше застосовується в конструкції зв'язку кузова й візка в трамваї.

Рівняння (5.1) і (5.2) показують, що поперечні зусилля у вузлах зв'язку кузова з візком переважно залежать від бокової сили  $P_6$ , а значить від головного її складника – відцентрової сили. Остання може слугувати обмеженням швидкості в повороті, бо від швидкості руху в повороті залежать поперечні горизонтальні сили в контакті колесо - рейка, так звані напрямні зусилля, що передаються через напрямні пристрої. За величиною зазначених сил проводять розрахунки на міцність відповідних вузлів (шворні, балки, опори тощо).

*Напрямні пристрої* – це пристрої, що зв'язують раму візка з колісними парами в горизонтальному напрямі й передають поздовжні (тягові й гальмівні) і поперечні (бокові) зусилля. За конструкцією напрямних пристроїв їх можна розподілити на площинні, циліндричні, поводкові тощо (рис. 5.1, 5.4).

Площинні напрямні пристрої (рис. 5.4, а) ще називаються щелепними. Їх застосовували в старих конструкціях РС через простоту конструкції. Зараз застосовують рідше (через підвищене зношення площин тертя між буксою 5 напрямними 2, де унаслідок при зношенні можливе заклинювання).

Циліндричні напрямні пристрої (рис. 5.4, б) ще називаються шпінтонними. Шпінтон (3) – це зазвичай добре оброблений змащений штир, що щільно вертикально переміщується в циліндрі напрямної (4), що належить до буксового

вузла (5). Вони складніші за конструкцією, ніж площинні, але більш ефективні й надійні, тому їх застосовують на вагонах метрополітену сучасних марок.

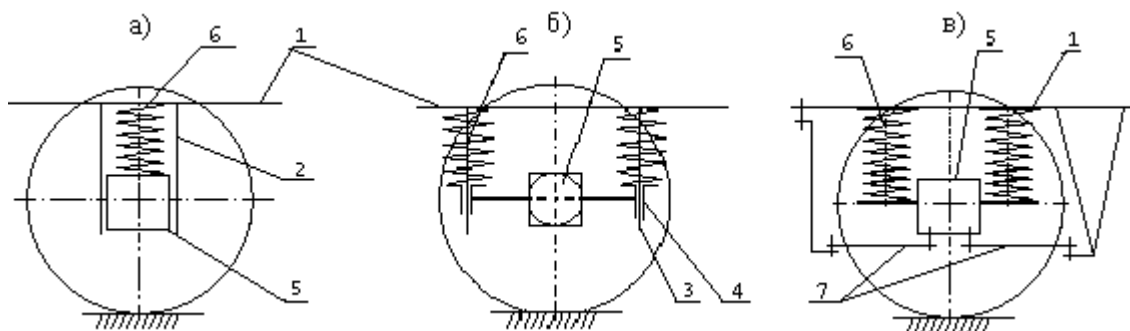


Рисунок 5.4 – Напрямні пристрої колісних пар: а - з площинними напрямними; б – із циліндричними напрямними; в - із повідковими напрямними; 1 – поздовжня балка візка; 2 – площинні напрямні; 3 – шпінтони; 4 – циліндричні напрямні; 5 – буксові вузли; 6 – пружини ресорної підвіски; 7 – повідки

Повідкові напрямні пристрої мають головні робочі елементи – повідки (7), що прикріплюються до рами та букси з гумово-металевими шарнірами (сайлент-блоками) чи болтами. В останньому випадку вони повинні бути пружними. Такі напрямні пристрої застосовують на вагонах метро серії «Е» і на «Луганському трамваї». Вони простіші за конструкцією, але менш надійні в роботі.

**За розташуванням ступіней ресорного підвішування**, як видно з рисунка 5.1, візки МЕТ поділяються на такі, що мають центральну, буксову ступені та їхньої комбінації. Систему з центральним ресорним підвішуванням застосовують у трамваях Т-3, КТМ-5М, 71-619 КТ, К1, із буксовим – у вантажних вагонах, із комбінованим – на вагонах метрополітену (рис. 5.5), у яких є і перше, і друге [4–6]. Докладніше – дивись розділ «Пружне підвішування ТЗ».

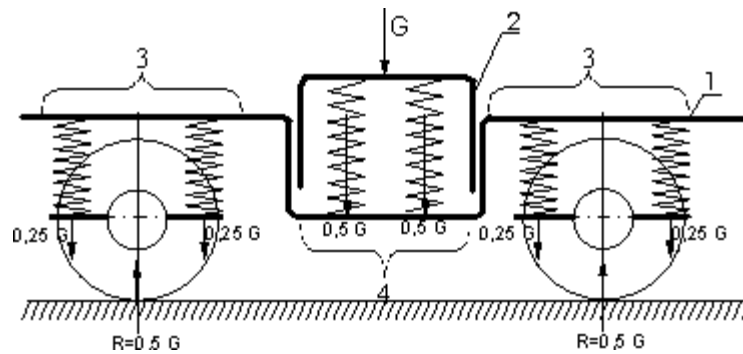


Рисунок 5.5 – Схема розташування ступенів ресорного підвішування й передачі навантажень:

1 – рама візка (поздовжня балка); 2 – балка шворнева центральна;  
3 – буксова ступінь; 4 – центральна ступінь;  
G – навантаження на один бік візка і його елементи; R – реакція колії

### 5.3 Розрахунок на міцність рами візка

#### 5.3.1 Загальні положення

Сили, прикладені до рами візка, значно змінюються за величиною, напрямком і особливостям залежно від режимів руху РС (тобто за величиною швидкості, наявності тяги, або гальмування), технічного стану ходових частин, від кривизни колії, якості верхньої будови шляху.

Усі силові фактори розподіляють за своїм впливом на довговічність на дві групи:

1. Постійні, або повільно змінні в часі. Серед них виокремлюють:

- вертикальне статичне навантаження від ваги кузова з пасажирями;
- відцентрові сили, сили вітру;
- зусилля, що виникають під час роботи тягового двигуна;
- сили під час гальмування;
- кососиметричне навантаження.

2. Змінні сили – сили, що спричиняють коливання надресорної будови.

Вони є випадковими як за частотою, так і за амплітудою. Оцінка їхнього впливу можлива шляхом усереднення. Зазвичай виникають комбінації перерахованих сил, що спричиняють у різних елементах рам візка складні механічні напруження, які залежать від сумісної роботи всіх елементів. У цьому підрозділі розглядається розрахунок рами за спрощеним прототипом візка вагона метрополі-

тену. Раму при цьому розглядають як складну стрижневу систему з жорсткими вузлами (рис. 5.6). За стрижень приймають осі, що проходять через центр поперечного перерізу елементів рами. Для спрощення стрижні зводять у одну розрахункову площину. Осі елементів приймають прямолінійними без урахування форми поперечного перерізу на окремих ділянках рами.

Рама становить просторово статично невизначену систему з двома замкнутими контурами. Розрахунок статично невизначеної системи здійснюється методом «сил» [11], що полягає в перетворенні системи в статично визначену за допомогою розрізання «зайвих стрижнів» (кінцевих балок). При цьому в місцях розрізу повинні бути додатково прикладені невідомі зусилля й моменти. В просторі кожен контур має 6 зайвих невідомих: 3 сили  $x_i, y_i, z_i$  і 3 моменти  $M_{x_i}, M_{y_i}, M_{z_i}$ . Це означає, що ступінь статичної невизначеності – 12.

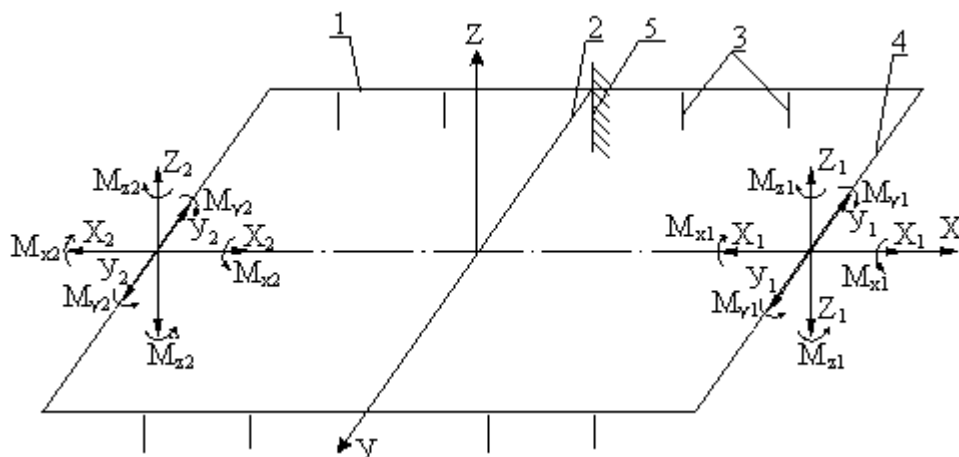


Рисунок 5.6 – Рама візка як стрижнева система:

- 1 – балки бокові; 2 – балка шворнева; 3 – напрямні пристрої;  
4 – балки кінцеві; 5 – закладення

#### *Порядок вирішення такої системи*

1 Звільняємось від статичної невизначеності шляхом розрізання контурів. Тоді в місцях розрізів з'являються 12 невідомих силових факторів. Умовою рішення такої системи вважається рівність нулю взаємних переміщень кінців, перерізаних стрижнів під дією невідомих силових факторів.

2 Складаємо систему канонічних рівнянь відповідно до кількості невідомих. Її рішення дає значення невідомих сил у перерізах.

3 Розраховуємо максимальні згинальні моменти (моменти в небезпечних перерізах).

4 Розраховуємо напруження в небезпечних перерізах.

5 Підсумовуємо напруження в небезпечних перерізах.

6 За сумарним напруженням в небезпечних перерізах визначаємо запас міцності рами.

Якщо знехтувати впливом замкнутого контуру, то систему можна вважати статично визначеною. За відсутності замкнених контурів розрахунок на міцність можна зводити до розрахунку однієї чверті рами. Це впливає з повної симетрії їх розташування та навантаження відносно осей X і Y.

Відкинута частина замінюється закладенням 5, у якому буде діяти максимальний згинаючий момент. Переріз у цьому місці приймають за небезпечний, тобто розрахунковий.

### ***5.3.2 Вертикальне статичне навантаження й розрахунок напруження в небезпечному перерізі***

Вертикальне статичне навантаження складається з власної ваги рами й допоміжного обладнання на ній (рівномірно розподілене навантаження  $q$ ), ваги двигунів  $0,5 P_d$  (друга половина приходить на вісь колісної пари) і ваги кузова з пасажиром  $0,25G_k$ , прикладеної до бокових опор (рис. 5.7):

$q = 2,2 + 0,012F$  кН/м – рівномірно розподілене навантаження для електро-рухомого складу [10],

де  $F$  – переріз елементів рами.

Реакції від вагового навантаження  $R_b$ , прикладені в місцях розташування ресор, розраховують із рівняння рівноваги відносно осі  $z$ .

$$\sum Z = 8R_b - 2 \cdot 0,25G_k - 2 \cdot 0,5P_d - 4ql - 2qb - 4 \cdot 0,2q \cdot b = 0; \quad (5.3)$$

$$R_b = \frac{0,5G_k + P_d + 4ql + 2qb + 0,8qb}{8}. \quad (5.4)$$



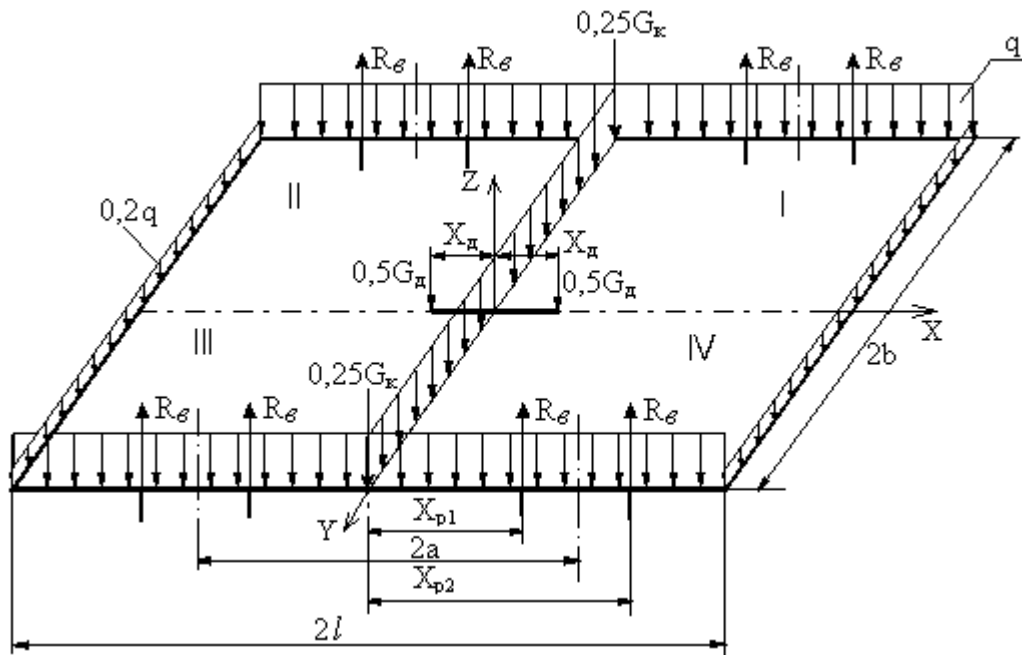


Рисунок 5.7 – Схема дії статичних вагових навантажень

Повна симетрія рами, її навантаження відносно поздовжньої осі X і поперечної осі Y дає змогу, як зазначено вище, розраховувати  $\frac{1}{4}$  рами (наприклад квадрант I). При цьому розраховують консольну балку (рис. 5.8), що жорстко закріплена лівим кінцем, від плоского згину. Механічне напруження в місці закріплення балки:

$$\sigma_b = \frac{M_{\max, y}}{W_y} 10^{-3}, \text{ мПа}, \quad (5.5)$$

де  $M_{\max, y}$  – максимальний згинальний момент відносно осі y:

$$M_{\max, y} = R(X_{p1} + X_{p2}) - 0,2qbl - 0,5ql^2; \quad (5.6)$$

$W_y$  – момент опору згину, що визначається з урахуванням геометрії небезпечного перерізу.

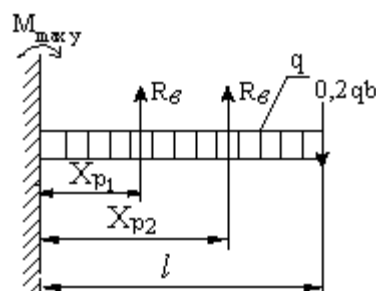


Рисунок 5.8 – Розрахункова схема сил від вагового навантаження

### 5.3.3 Механічні напруження в рамі від сил, що діють у кривих

Повну систему сил, що діють на раму візка у кривих, можна розглядати як таку, що складається з двох незалежних підсистем (рис. 5.9), одна з яких виникає під дією відцентрової сили  $c$  (сили з індексом «с»), друга під дією сил тертя під час проковзування бандажів відносно колії (рамні сили – сили з індексом «р»).

1 Навантаження, що виникає під дією відцентрових сил.

Відцентрові сили розташовані по всій масі рухомого екіпажу. Для розрахунку їх приводять до рівнодіючої  $S$ , прикладеної в центрі тяжіння рухомого екіпажу. Оскільки центр тяжіння розташовується вище рівня осі колісної пари на відстань  $h_c$ , то виникає момент, що перерозподіляє вертикальні реакції ресорних підвісок  $R_c$ . Унаслідок цього боковина, що розміщена збоку зовнішньої колії, виявляється перевантаженою на величину  $4R_c$ , а боковина внутрішня буде розвантаженою на ту саму величину.

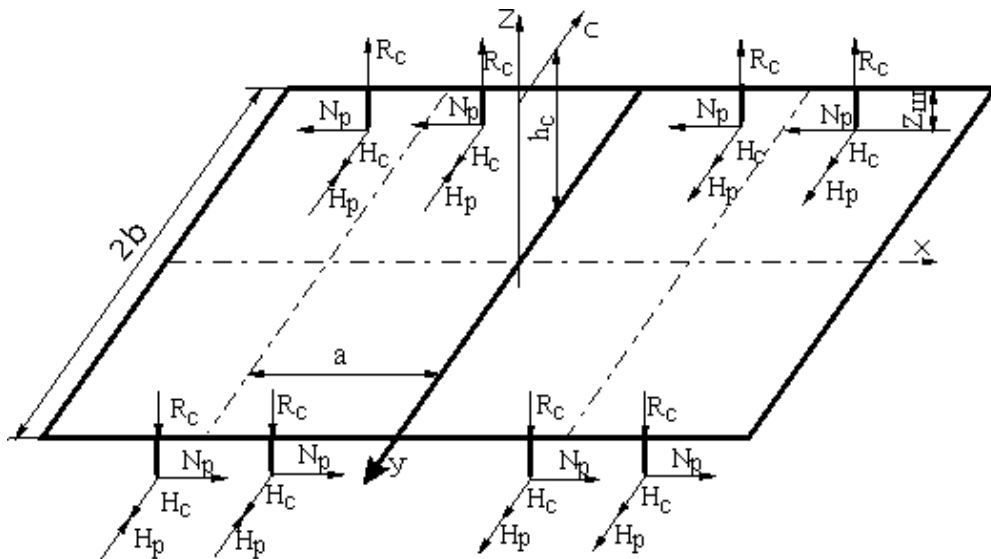


Рисунок 5.9 – Схема дії на раму візка сил у кривій

Величина відцентрової сили, що віднесена до рами одного візка, визначається з допустимої швидкості в кривій без підвищення зовнішньої рейки за формулою

$$C = \frac{mV_{кр}^2}{R} = \frac{0,5G_k V_{кр}^2}{gR}, \text{ кН}, \quad (5.7)$$

де  $m$  – маса кузова;

$V_{кр}$  – швидкість у кривій; приймаємо за емпіричною формулою

$$V_{кр} = 4,6 \sqrt{R}, \text{ км/год [10];}$$

$R$  – радіус кривої, м;

$g$  – прискорення сили тяжіння.

Перерозподіл вертикальних реакцій  $R_c$  можна розрахувати за умови рівноваги у вертикальній площині  $y-z$ , для чого достатньо всі моменти скласти відносно осі «х».

$$\Sigma M_x = 8R_c b - Ch_c = 0 \quad (5.8)$$

Тоді реакції в опорах  $R_c$  на відцентрову силу  $c$  будуть дорівнювати:

$$R_c = \frac{Ch_c}{b}, \text{ кН} \quad (5.9)$$

Горизонтальні реакції, прикладені до буксових напрямних рами приймаються рівними й визначаються так:

$$H_c = C/8, \text{ кН}. \quad (5.10)$$

2 Рамні сили, що виникають унаслідок проковзування коліс відносно колії (рис. 5.10).

Вимушений поворот візка без кочення коліс призводить до проковзування бандажів відносно колії. Сили тертя  $F_t$  між колесами й колією перешкоджають повороту колісної пари. Вимушений поворот колісної пари відбувається під дією поздовжніх рамних сил  $N_p$ , що передаються з букс через шпінтони на боковини рами.

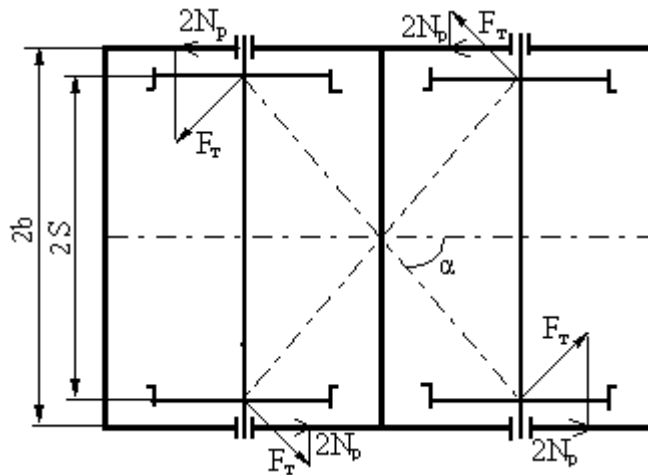


Рисунок 5.10 – Схема дії сил тертя  $F_T$

Це означає, що збоку колісної пари на боковини діє рамна сила  $N_p$ , що прагне зрушити боковини одна відносно другої в поздовжньому напрямі. Для їх розрахунку спроектуємо сили тертя в площину кіл кочення й приведемо їх до боковин.

$$2N_p = F_T \cdot \sin \alpha \frac{S}{b}; \quad (5.11)$$

$$N_p = \psi \cdot \frac{G_k}{4} \cdot \sin \alpha \frac{S}{b}, \text{ кН}, \quad (5.12)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з колією.

Як видно з рисунка 5.10, поздовжнє зусилля  $N_p$  прагне повернути раму в горизонтальній площині. Цьому поворотові перешкоджають букси, закріплені на зовнішніх шийках осей колісних пар. Унаслідок цього виникають поперечні горизонтальні реакції  $H_p$ , прикладені до буксових напрямних (шпінтонів). Їхню величину розраховують за умови рівноваги рами в горизонтальній площині, тобто відносно осі  $z$ :

$$\Sigma M_z = 8H_p a - 8N_p b = 0, \quad (5.13)$$

звідки

$$H_p = N_p \frac{b}{a} \quad (5.14)$$

Сили взаємодії між рамою візка й віссю колісної пари  $H_p$ ,  $N_p$ ,  $H_c$  передаються через шпінтони на корпус букси й осьові підшипники. Отримані вна-

слідок розрахунку результати можна використати під час перевірки міцності й витривалості цих елементів.

Система сил  $H_c, R_c, N_p, H_p$ , створює в місці закладення консолі згинальні моменти відносно осей  $y$  і  $z$ : момент  $M_y$  – у вертикальній площині (рис. 5.11); момент  $M_z$  – у горизонтальній площині (рис. 5.12).

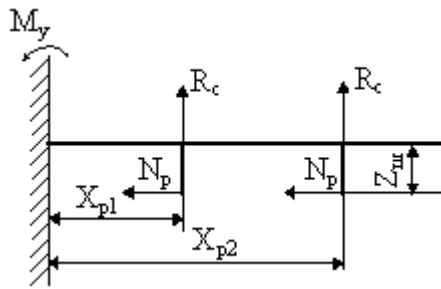


Рисунок 5.11 – Схема сил у вертикальній площині

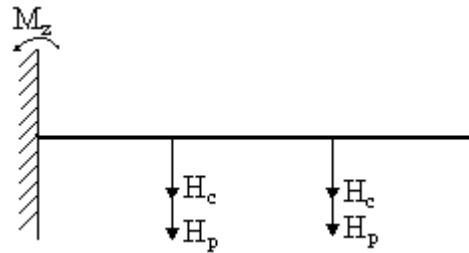


Рисунок 5.12 – Схема сил у горизонтальній площині

Вибираємо IV квадрант (рис. 5.7), оскільки в ньому сума згинальних моментів відносно закладення максимальна. У таких умовах може виявитись будь-який квадрант при інших напрямках руху й відцентрової сили.

Складемо рівняння згинального моменту відносно осей  $y$  і  $z$ :

$$M_y = R_c(x_{p1} + x_{p2}) - 2N_p z_{ш}; \quad (5.15)$$

$$M_z = (x_{p1} + x_{p2})(H_c + H_p) \quad (5.16)$$

і визначимо механічні напруження в закладенні від їх дії:

$$\sigma_{кру} = \frac{M_y}{W_{yi}} \cdot 10^{-3}, \text{ мПа}; \quad \sigma_{крз} = \frac{M_z}{W_{zi}} \cdot 10^{-3}, \text{ мПа}. \quad (5.17)$$

Стиск боковими силами  $N_p$  і кручення моментами  $M_c = H_c z_{ш}$  і  $M_p = H_p z_{ш}$  не враховуємо в зв'язку з малою величиною викликаного ними напруження.

#### **5.3.4 Механічні напруження від сил, що діють на раму візка в тяговому або гальмовому режимі роботи ТЕД**

На вказаних режимах на раму візка діють дві групи сил (рис. 5.13):

Перша – сили тяги  $F_d$  (чи гальмування), друга – сили від реактивної дії

ТЕД у процесі реалізації максимального крутного моменту від сили  $P_d$ .

*Перша група:* сили тяги й гальмування приймаються приблизно рівними, тільки з різними знаками. Вони передаються від колісної пари через буксові напрямні візка (у цьому разі – шпінтони висотою  $z_{ш}$ ) на його раму.

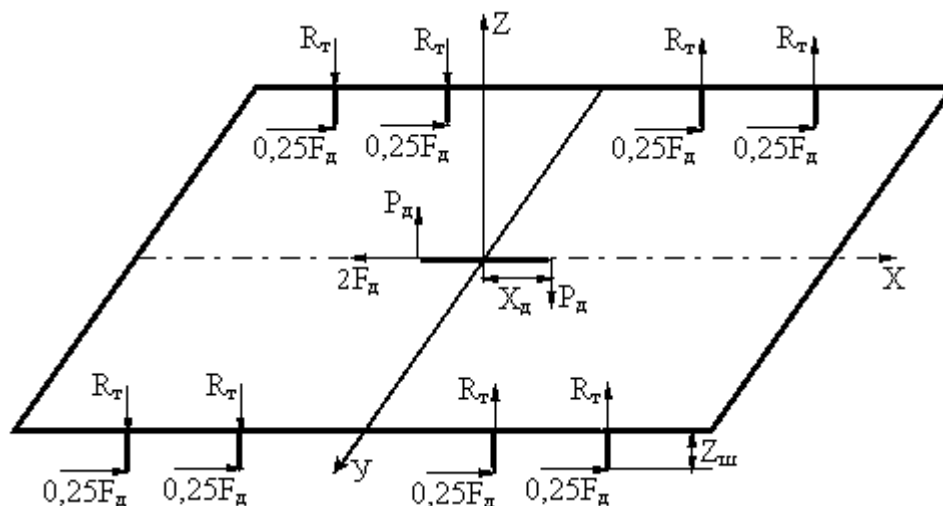


Рисунок 5.13 – Схема перерозподілу сил при дії електродвигуна в тяговому режимі

Дотична сила тяги двох ТЕД  $2F_d$  через шворневу балку й п'ятник передається на раму кузова. Розрахункова сила тяги ТЕД приймається максимальною, за умови обмеження щодо зчеплення.

$$F_d = \psi P'_{зч}, \quad (5.18)$$

де  $P'_{зч}$  – сила зчеплення коліс однієї колісної пари з колією;

$\psi$  – коефіцієнт зчеплення, для колійного РС (сталь по сталі)  $\psi = 0,15 \div 0,3$ .

*Друга група:* одночасно через підвіску (1) (рис. 5.14) двигунів (2) на раму візка (3) діють сили від корпусу двигуна (реакція крутного моменту якоря ТЕД), величина яких дорівнює:

$$P_d = \frac{F_d D_k}{2l_d}, \text{ кН} \quad (5.19)$$

Як видно зі схеми (див. рис. 5.13), активні моменти сил  $P_d$  урівноважуються моментами від реактивних сил  $R_T$ , до яких додаються моменти від їхніх сил тяги  $F_d$ , діючі в опорах буксового ступеня ресорного підвішування. За умови рівноваги візка в поздовжній вертикальній площині знаходяться реакції  $R_T$  (режим тяги).

$$\Sigma M_y = 8R_T(x_{p1} + x_{p2}) + 8 \cdot 0,25F_d z_{ш} - 2P_d x_d = 0; \quad (5.20)$$

$$R_T = \frac{P_d x_d - F_d z_{ш}}{4(x_{p1} + x_{p2})} \quad (5.21)$$

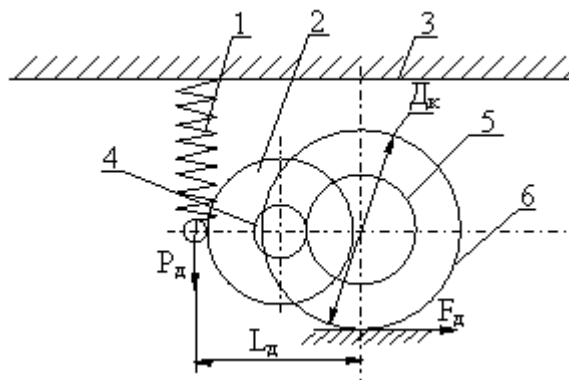


Рисунок 5.14 – Схема дії сил тягового двигуна на раму візка:

- 1 – пружна підвіска тягового двигуна; 2 – тяговий двигун; 3 – рама візка;  
4 – шестерня ведуча тягового редуктора; 5 – зубчасте колесо тягового редуктора; 6 – колесо колісної пари

Розглянута система сил згинає боковини рами у вертикальній площині. Для визначення напруження в рамі необхідно скласти рівняння для згинального моменту в закладенні для лівого чи правого переднього квадранта (рис. 5.15), як більш навантаженого порівняно з задніми квадрантами.

$$M_{y \max} = R_T(x_{p1} + x_{p2}) + 0,5F_d z_{ш}. \quad (5.22)$$

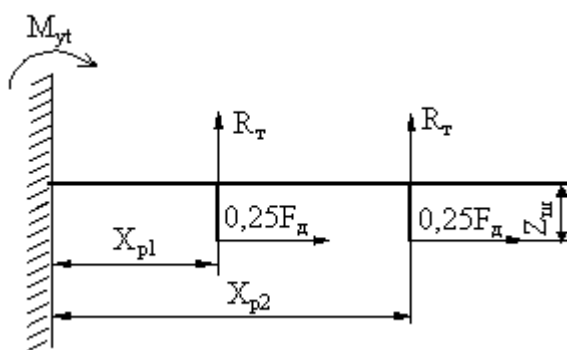


Рисунок 5.15 – Схема розподілу зусиль від дії двигуна на раму в тяговому режимі у вертикальній поздовжній площині (I або IV квадрант, див. рис. 5.7)

Тоді напруження згину від сил, що діють на раму візка в тяговому режимі роботи ТЕД, дорівнює

$$\sigma_y = \frac{M_{y \max}}{W_y} \cdot 10^{-3}, \text{ мПа.} \quad (5.23)$$

### 5.3.5 Механічні напруження від сил під час кососиметричного навантаження рами візка

Механічні напруження від сил під час кососиметричного навантаження рами візка виникають, якщо одне колесо візка стане вище чи нижче інших. У цьому випадку в чотирьох точках опори рами (чотири буксових вузла) виникне перерозподіл реакції  $R_k$  (рис. 5.16).

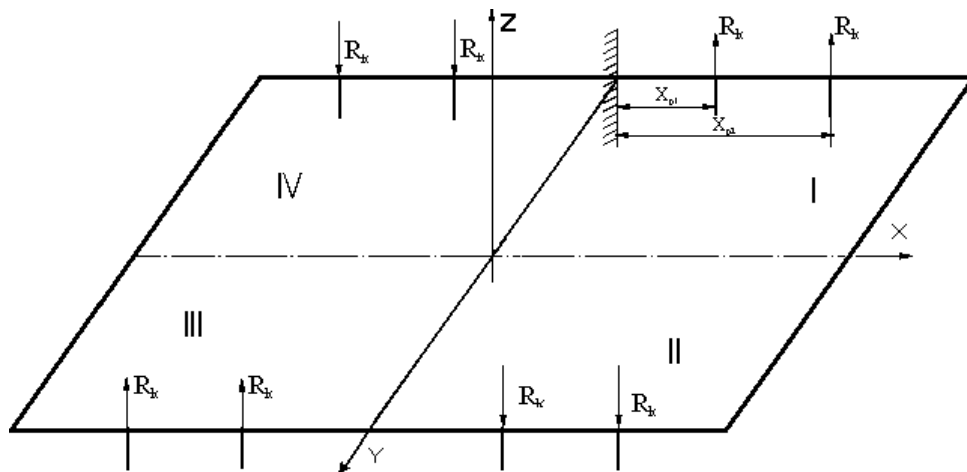


Рисунок 5.16 – Схема перерозподілу сил від дії кососиметричного навантаження рами візка

Зміна рівня однієї з опорних точок може бути викликана:

- а) місцевою нерівністю колії;
- б) наростаючим підвищенням зовнішньої колії при вході в криву;
- в) різністю діаметрів коліс;
- г) осіданням ресор, пружин тощо.

Унаслідок цього ресорні комплекти кожної букси будуть мати різні прогини, а це означає різні реактивні зусилля в опорних точках. Якщо проаналізувати розподіл окремих реакцій, то виявляється, що на раму діє система вертикальних сил  $R_k$  попарно симетричних відносно діагоналей.



Ця система називається «кососиметричне навантаження», що прагне повернути одну боковину рами відносно другої навколо поперечної осі «у».

Крутний момент шворневої балки в поєднанні з іншими силовими факторами може призвести до небезпечного напруженого стану у вузлах з'єднання шворневої балки з боковинами. У цих вузлах слід оберегатися виникнення тріщин.

Розрахувати кососиметричну складову  $R_k$  можна за формулою

$$R_k = \Delta h_k J_e / 2, \quad (5.24)$$

де  $\Delta h_k$  – розрахункова висота підйому набігаючого колеса при вході в криву, з урахуванням різниці діаметрів коліс конусності бандажів, неточності регулювання ресорної підвіски;

$J_e$  – еквівалентна жорсткість ресорної підвіски візка, віднесена до однієї колісної пари.

Для розглянутого комплексу ресорного підвішування візка, що складається з чотирьох паралельно діючих пружин із жорсткістю  $J_{пр}$ , еквівалентна жорсткість буде:

$$J_e = 4J_{пр}. \quad (5.25)$$

Тоді момент у небезпечному перерізі балки від кососиметричного навантаження при умові вибору I квадранта, у якому  $R_k$  підсумовують із реакцією від вагового навантаження  $R_v$ , буде дорівнювати:

$$M_{ук} = R_k(x_{p1} + x_{p2}). \quad (5.26)$$

А механічні напруження від кососиметричного навантаження будуть

$$\sigma_k = \frac{M_{ук}}{W_y} 10^{-3}, [\text{МПа}]. \quad (5.27)$$

### **5.3.6 Механічні напруження від динамічної дії навантаження**

Вертикальне динамічне навантаження зумовлено прискореннями підресорених елементів механічної частини, що виникають у разі вертикальних коливань кузова, переїзду колесами перешкод, нерівностей колії, колійних стиків тощо. Точне визначення динамічного навантаження, що діє на деталі механічної частини є вельми важкою задачею. Це пояснюється тим, що великі динамі-

чні навантаження можуть виникати в найрізноманітніших умовах експлуатації. Приблизне теоретичне визначення динамічного навантаження (напруження від динамічних сил  $\sigma_d$ ) зазвичай проводять за допомогою коефіцієнта вертикальної динаміки  $K_d$ , помноженому на напруження у разі статичного вагового навантаження:

$$\sigma_d = K_d \cdot \sigma_v. \quad (5.28)$$

При цьому коефіцієнт вертикальної динаміки визначають з емпіричної формули ЦНДІ МПС СРСР [1]:

$$K_d = 1,2 + \frac{1,44V}{f'_{ст} + 1,5f''_{ст}}, \quad (5.29)$$

де  $V$  – конструкційна швидкість РС, м/с;

$f'_{ст}, f''_{ст}$  – статичний прогин ресор під навантаженням бруто буксової і центральної ступенів ресорного підвішування, м.

Визначивши напруження від основних видів навантаження, можна розпочати оцінку міцності рами за її напруженим станом у небезпечному перерізі. Для цього необхідно розглянути одночасну дію різних навантажень у їх можливому поєднанні й провести алгебраїчне підсумовування напруження в небезпечному перерізі.

Поєднання видів навантаження визначається з урахуванням їх одночасної дії. Наприклад, потрібно зважати на те, що вертикальне динамічне навантаження не діє під час розгону транспортних засобів; тобто тягове зусилля розвинуте при розгоні не відповідає режиму руху з конструктивною швидкістю тощо.

На підставі аналізу напруження відокремлених видів навантаження, вибирають їх поєднання, за якими результуючі напруження в будь-якій із точок розрахункового перерізу виявляються найбільшими ( $\sigma_{p \max}$ ). За їхньою величиною визначають запас міцності й роблять висновок щодо придатності рами до експлуатації.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності під час орієнтовного розрахунку:

$$[n] = (\sigma_T / \sigma_{p \max}) \geq 1,7 \div 2, \quad (5.30)$$

де  $\sigma_T$  – межа текучості, наприклад для сталі Ст3 –  $\sigma_T = 240$  МПа.

$\sigma_{p \max}$  – максимально розрахункове напруження в небезпечному перерізі.

### **Контрольні запитання**

- 1 Яке призначення візкової будови транспортних засобів?
- 2 Які головні класифікаційні ознаки візків транспортних засобів?
- 3 Які основні вузли входять до складу візка рейкового транспорту?
- 4 Через які силові елементи передаються сили ваги, тяги, гальмівні зусилля в рамних і безрамних візках?
- 5 Яке зусилля прагне повернути раму візка в горизонтальній площині?
- 6 Що таке напрямні пристрої та які елементи ходової частини виконують їхні функції?
- 7 Яке розташування тягових двигунів у рамних і безрамних візках і чому?
- 8 Як виникає вертикальне статичне навантаження і який порядок розрахунку напруження в небезпечному перерізі рами візка?
- 9 Які існують конструкції зв'язків візків з рамами кузовів транспортних засобів?
- 10 Який порядок розрахунку рами візка на вагове навантаження?
- 11 Як розрахувати раму візка на кососиметричне навантаження?
- 12 Який порядок визначення напружень від сил, що діють на раму візка в кривій?
- 13 Як розрахувати зусилля, які діють під час роботи електричних двигунів в тяговому режимі на раму візка?
- 14 Як враховують динамічні навантаження під час розрахунку міцності візка?
- 15 Які головні спрощення введені під час розрахунку міцності рами візка?
- 16 Який порядок розрахунку поздовжньої балки рами візка на згин?
- 17 Який порядок визначення запасу міцності в небезпечних перерізах під час розрахунку на міцність рами візка?

## 6 КОЛІСНІ ПАРИ (МОСТИ), КОЛЕСА

### 6.1 Призначення

Колісні пари (мости) призначені для сприйняття обертового моменту тягових машин, реалізації сил тяги, гальмування й спрямування екіпажа в колійному чи безколійному шляху.

### 6.2 Класифікація колісних пар (мостів) і конструкція їхніх елементів

Як видно зі схеми (рис. 6.1), можна виокремити п'ять головних класифікаційних ознак, що характеризують конструкції колісних пар.

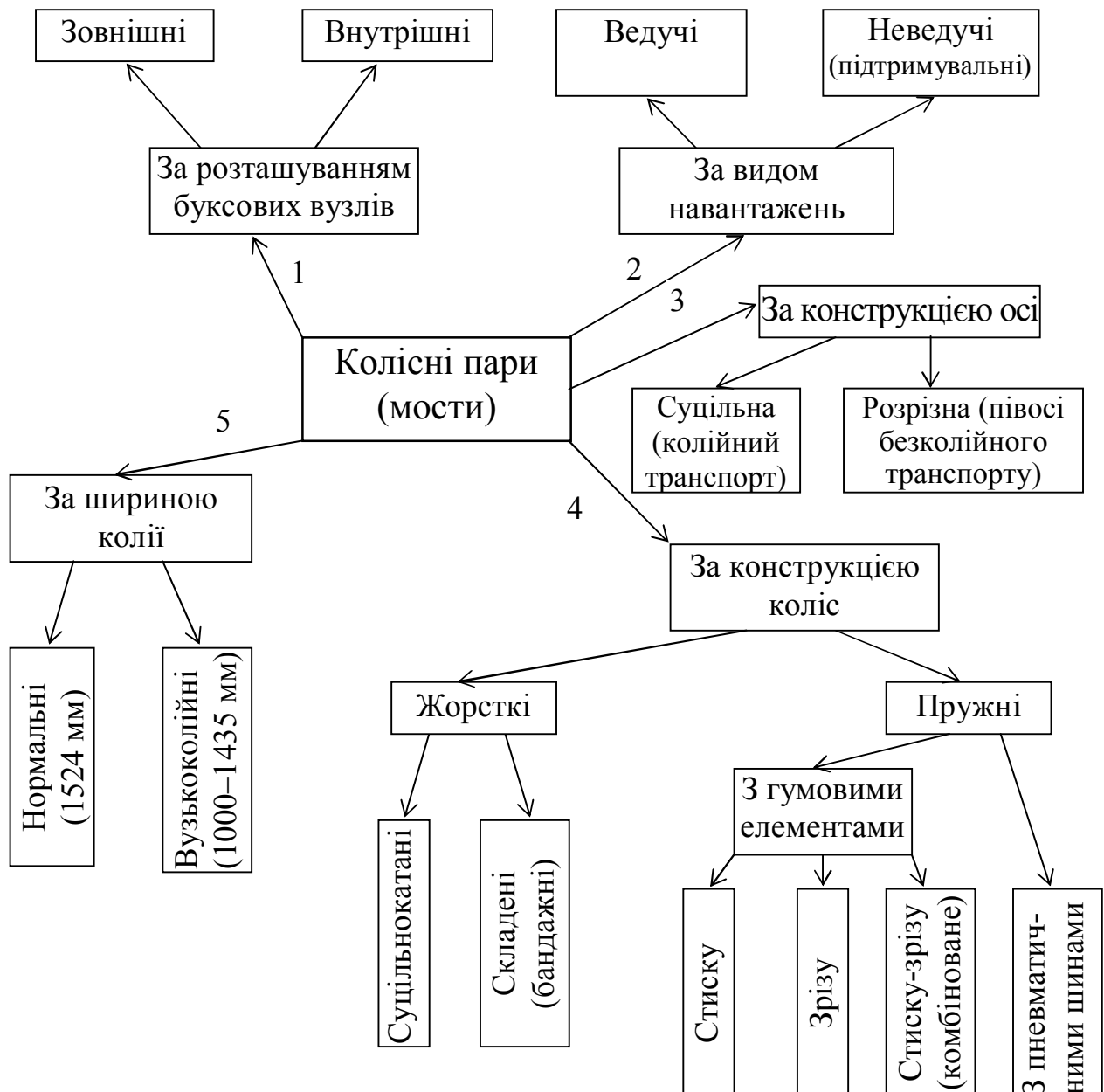


Рисунок 6.1 – Класифікація колісних пар (мостів)

### **6.2.1 Класифікація за розташуванням буксових вузлів**

Матеріал із розташування буксових вузлів більш докладно викладено в п. 5.2.

**6.2.2 За видом навантажень** мости поділяють на ведучі й неведучі. Ведучими називають мости, що є елементами тягового приводу, тобто зв'язані з електродвигуном і несуть (крім вертикальних і горизонтальних навантажень) обертальні моменти. На сьогодні на вітчизняному рейковому міському електротранспорті всі мости (на трамваях) і колісні пари (на вагонах метро) ведучі. До неведучих (підтримувальних) належать мости, що не передають обертальні моменти й виконують функцію заданого розподілення навантажень від кузова з метою зменшення напруження в контакті «колесо – дорога». На безрейковому транспорті такі мости виконують функцію зміни напрямку руху й називають їх керованими.

**6.2.3 За конструкцією осей** як видно з рисунка 6.1 осі можуть бути суцільними й розрізними. На рейковому транспорті вітчизняного виробництва в колісних парах застосовуються в основному суцільні осі, конструкцію яких подано на рисунку 6.2. Осі виготовляють зі спеціальних сталей (трамвайні – із мартенівської сталі підвищеної міцності (ДСТ 6143-52), осі метро – зі спеціальної вуглецевої сталі ОсМ (ДСТ 6690-69)), хімічний склад яких поданий у таблиці 6.1 [1]. Букви Ос означають осьова, М – для вагонів метро.

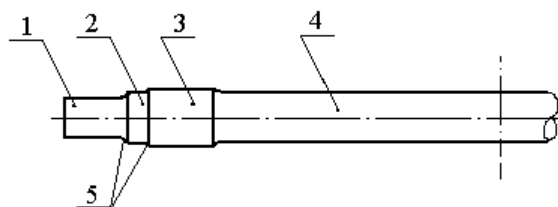


Рисунок 6.2 – Вісь колісної пари з зовнішнім розташуванням буксових вузлів:

- 1 – буксова шийка; 2 – передматочинна частина; 3 – підматочинна частина;
- 4 – міжматочинна частина; 5 – галтельні переходи (для зниження коефіцієнта концентрації механічних напружень)

Таблиця 6.1 – Хімічний склад сталей осей колісних пар і їхні механічні характеристики

Застосування колісних пар	Хімічний склад сталі, %								Механічні властивості	
	C	Mn	Si	P, не більше	S, не більше	Cu	Cr	Ni	Межа міцності	Відносне подовження
Трамвайні вагони	0,35–0,45	0,5–0,8	0,15–0,35	0,05	0,05	0,2	0,3	0,3	60–67	18
Вагони метрополітену	0,37–0,47	0,5–0,8	0,15–0,35	0,04	0,05	0,25	0,3	0,3	58–63	22

Конструкцію розрізних осей докладніше наведено в розділі «Тягові приводи ТЗ»

#### 6.2.4 Класифікація колісних пар за конструкцією коліс РС див. нижче.

##### 6.3.1 Колеса колійного транспорту

Ходові колеса рейкового РС виконують бандажними (рис. 6.3, а, б) і безбандажними (рис. 6.3, в); безрейкового РС – із пневматичними шинами.

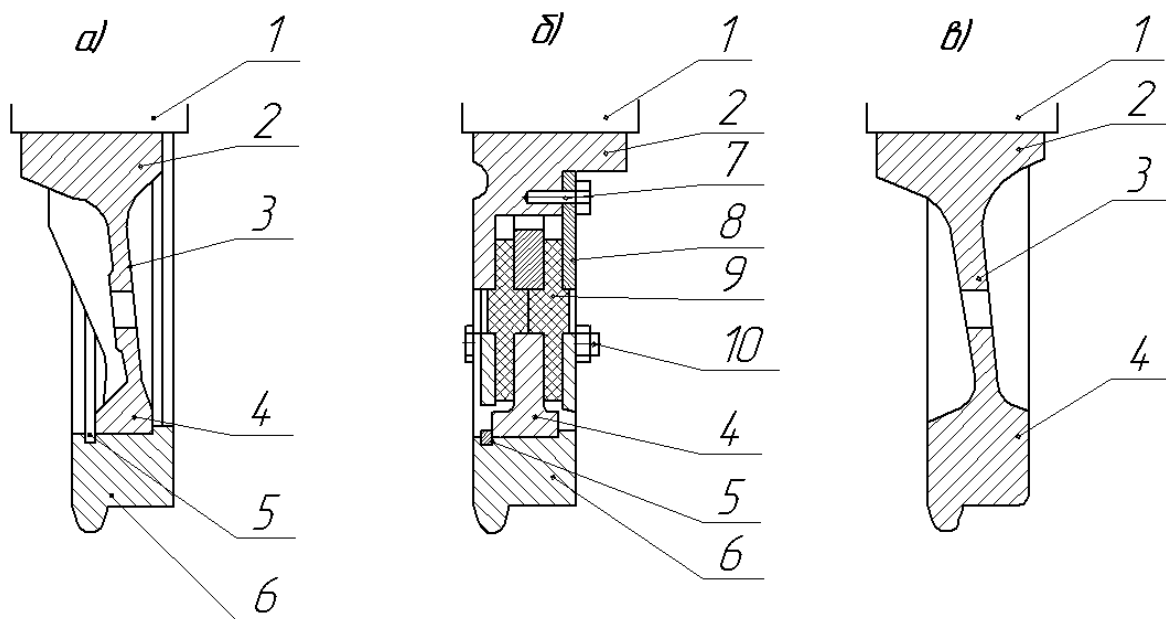


Рисунок 6.3 – Конструктивні елементи коліс рейкових ТЗ: а – жорстке бандажне колесо; б – підгумове колесо; в – суцільнокатане безбандажне колесо

Найпростіша конструкція жорстких суцільнокатаних складених бандажних коліс. Останні складаються з таких головних елементів (рис. 6.3, а): маточина (2) для насадки на вісь (1); колісний диск (3) з ободом (4); бандаж (6) і стопорне кільце (5), що попереджає знімання бандажу з обода. Маточина (2) колеса насаджується на вісь (1) пресовою посадкою (докладніше див. п. 6.4), бандаж (6) на обід (4) – тепловою посадкою (з попереднім нагріванням бандажу до 250 °С).

Трамвайний бандаж (рис. 6.4, а) має циліндричну поверхню катання (5), реборду (4), буртик (3), канавку (2) для стопорного кільця й заплечик (1). Реборда (4) бандажу виконує роль напрямного пристрою: забезпечує вписування РС у криві ділянки колії за рахунок упора в голівку чи губку рейки. Поверхню катання бандажів коліс вагонів метрополітену (рис. 6.4, б) обточують з ухилом 1:20 і 1:7, що полегшує їх уписування в кривих ділянках колії.

Перевага бандажних коліс полягає в можливості зміни бандажу з дорогої сталі у разі зношення; недолік – можливість ослаблення посадки на ободі. Тому в метрополітені іноді використовують суцільнокатані безбандажні колеса (рис. 6.3, в), що відрізняються від бандажних простотою конструкції, підвищеною міцністю й надійністю, зменшеною масою, але вимагають складнішої технології виготовлення. Для зручності транспортування й закріплення під час обробки на верстатах колісні центри мають два розташованих діаметрально технологічних отвори А.

З-поміж недоліків жорстких коліс можна виокремити жорстку передачу сил взаємодії між рейковою колією й ходовими частинами та порівняно високий рівень шуму (одним із джерел шуму рейкового РС є контакт колеса з рейкою). Ці недоліки усунуті в підгумовому колесі (рис. 6.3,б). У ньому колісний центр з ободом (4) затиснутий болтами (10) між маточиною (2) і натискною шайбою (8) за допомогою двох кільцевих чи двох рядів гумових вкладишів (9). Останні для міцності армовані сталевими дисками. На обід (4) насаджують бандаж (6) з кріпленням стопорним кільцем (5). Вкладиш (9) під час зборки колеса піддають стиску під пресом нормованим зусиллям і затягують болтом (10). Натискну шайбу (8) додатково кріплять до маточини болтом (7).

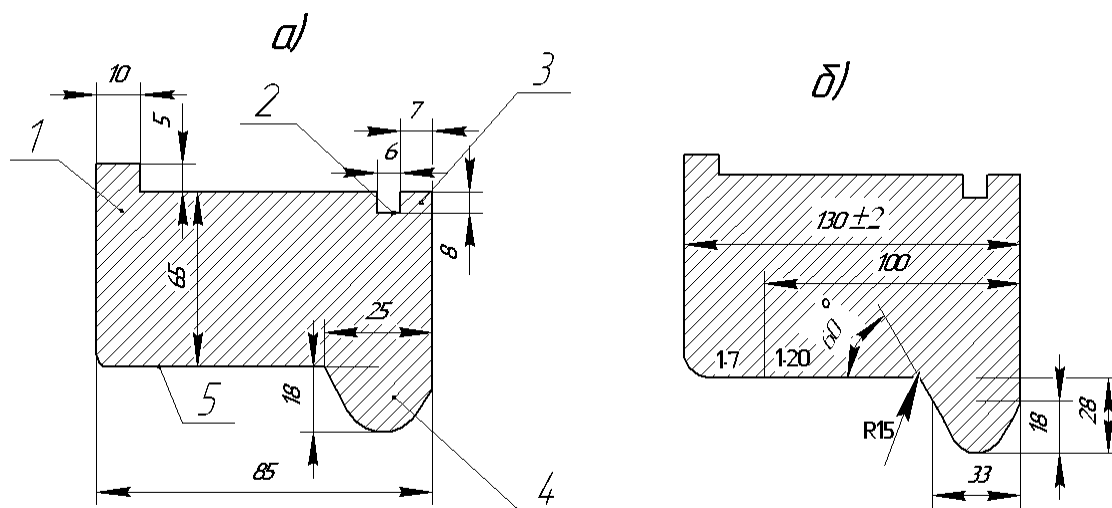


Рисунок 6.4 – Трамвайний бандаж (а) і бандаж колеса РС метрополітенів (б)

Вимоги до коліс із пружними гумовими елементами:

- 1) гума в підгумових колесах повинна працювати на зріз або на стиск;
- 2) максимальний вертикальний прогин 2,5-4 мм, горизонтальний 1-1,5 мм;
- 3) рекомендована твердість для МЕТ 54–56 од. по Шору;

4) гума повинна бути еластична, шумопоглинаюча, стійка до коливань температури (+80...–40 °С), мати малі втрати на внутрішнє тертя, незначну залишкову деформацію, збереження пружних властивостей 8–10 років;

5) товщина гумових вкладишів 16–17 мм ( $\pm 0,25$  мм). При більшій товщині важко отримати однакову щільність внутрішнього та зовнішнього шарів. Крім того, унаслідок низької теплопровідності гума надто нагрівається від втрат енергії на внутрішнє тертя;

6) бажано уникати гвинтових з'єднань; якщо є гвинти, то вони не повинні працювати на згин;

7) гумові елементи потрібно захистити від кисню повітря, конструкція повинна бути міцною, легкою, надійною, дешевою.

Позитивні аспекти застосування пружних коліс полягають в тому, що вони покращують умови роботи ходових частин і колії, знижують зношення реборди, збільшуючи пробіг між проточками, зменшують шум, підвищують плавність ходу, підвищують комфортність тощо.

Серед негативних сторін можна виокремити: більш високу вартість, збіль-



шені витрати на ремонт; підвищений опір руху внаслідок втрат на тертя в гумі; неможливість використання колісно-колодкового гальмування тощо.

РС із пружними колесами широко застосовують за кордоном. В Україні це трамваї чеського виробництва, вагони КТМ-5М, К1, КТ, вагони метрополітену [5, 8].

На безрейковому РС використовують ходові колеса з пневматичними шинами (рис. 6.5). Шина пневматичного колеса має: гумову покришку 1 прямобо-ртного типу, гумову камеру (2), наповнену стисненим повітрям; вентиль (5) для накачування шини; сталеве армування (8) з кордовим каркасом (9) покришки; брекер (10) (шар, що розподіляє навантаження шини на каркас); протектор (11) для кращого зчеплення колеса з дорожнім покриттям. Шини кріплять на ободі (7) колеса за допомогою знімного борта (3) і замкового кільця (4). До установки шини на обід (7) укладають гумову обідну стрічку (6), що захищає камеру від ушкоджень металевими частинами колісного диска.

Кріплення коліс до маточини регламентовано стандартом. Одиночні колеса керованого моста тролейбуса кріплять до маточин (12) (рис. 6.5,б) притисками (15) на шпильках (13) і гайках (14). Пневматичну шину (16) надягають на суцільний сталевий обід (7) і кріплять на ньому за допомогою знімного борта (3) і замкового кільця (4). Здвоєні колеса ведучого моста кріплять болтами (17) із гайками (18) до перехідника (21) (рис. 6.5, в) шістьма притисками (19). Між ободами коліс ставлять дистанційне кільце (20). Шину (16) надягають на обід (7) і закріплюють на ньому з'ємним бортом 3 і замковим кільцем (4) так само, як і шину одиночного колеса.

Пневматичні шини (див. рис. 6.5, а) характеризують такими геометричними розмірами (ДСТ 5513-75): шириною шини  $B$  і протектора  $P$ ; висотою шини  $H$  внутрішньої  $H_1$  і зовнішньої  $H_2$  частин шин; діаметром внутрішнім  $d$  і за поверхнею катання  $D$ ; радіусом заокруглення протектора  $R_p$ , внутрішньої оболонки  $R_k$ , основної окружності  $r_0$ ; шириною по бортам  $b$ ; товщиною борта  $c$ .

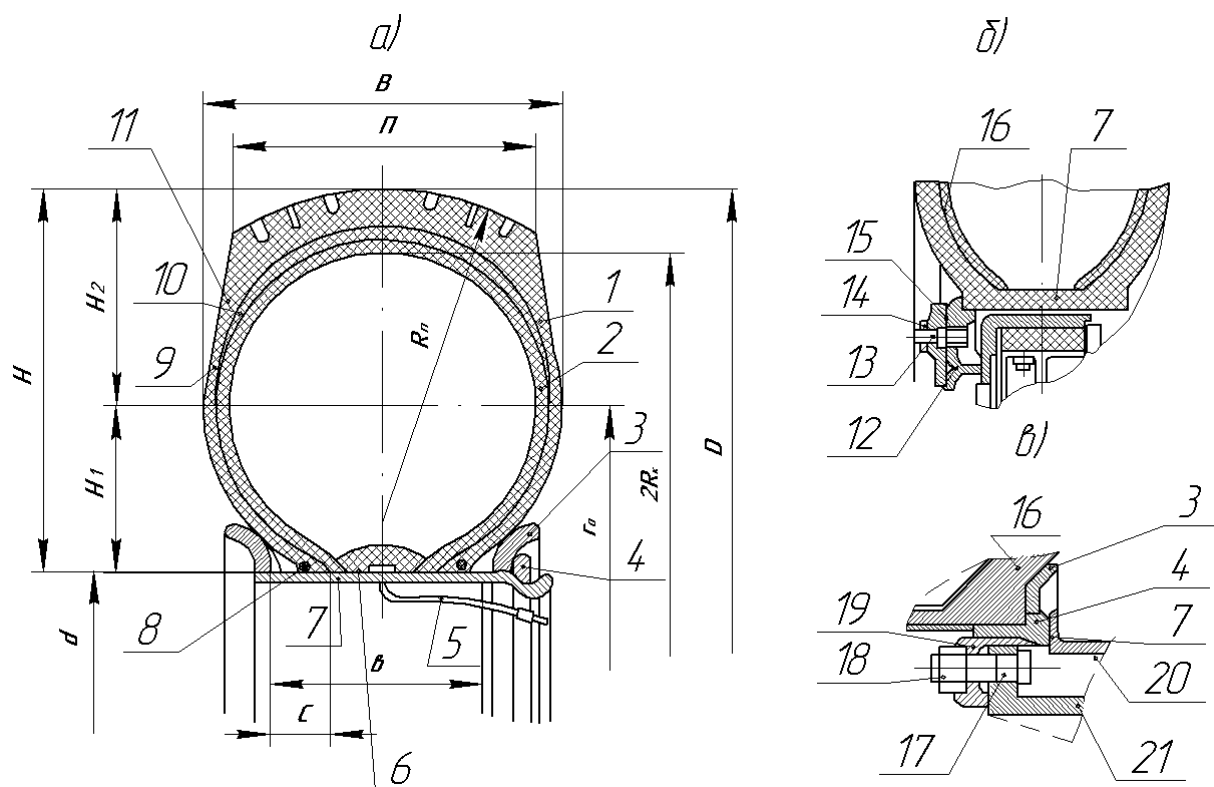


Рисунок 6.5 – Конструктивні елементи бездискового пневматичного колеса тролейбусів ЗіУ–9: а – пневматична шина; б – кріплення одиночного (керованого) колеса; в – кріплення здвоєного (ведучого) колеса

Головні розміри шини – внутрішній діаметр під посадку на обід і ширину  $B$  наносять на боковину шини. На тролейбусах ЗіУ-9, наприклад, установлені шини 320-508 модель «ИЯ-241» з «дорожнім» (неглибоким) малюнком протектора. Внутрішній діаметр цих шин під посадку на обід дорівнює 508 мм, а ширина – 320 мм [2].

#### 6.4 Розрахунок осей колісних пар на міцність

У цьому підрозділі приведено методику спрощеного розрахунку осей колісних пар з внутрішніми опорами візка (див. рис. 5.2). Її можна використовувати для розрахунку колісних пар трамвая і, частково, тролейбуса. У цьому розрахунку вісь колісної пари розглядається як балка на двох опорах (рис. 6.6). Для спрощення розрахунку кожухи осей не приймаються до розрахунку. Навантаження візка на осі колісної пари буде сумарним від дії комплексу сил:

1 Сумарні сили  $Z_1, Z_2$  – це сили, що діють від рами візка на колісну пару через підшипникові опори: а) від вагового навантаження; б) від сил, що діють у кривій; в) від сил, що діють на ухилі; г) від сил інерції при гальмуванні; д) від динамічного навантаження, тощо [12]. Останні три групи сил ураховують як складники сил  $Z_1$  і  $Z_2$ .

2 Силу, що діє на зубчасте колесо тягового редуктора від зчеплення його з ведучою шестернею  $Z_k$ , визначають із рівняння крутного моменту  $M_{кр}$  тягового редуктора:

$$M_{кр} = \frac{Z_k D_{з.к.}}{2} = \frac{F_d D_k}{2}, \quad (6.1)$$

$$Z_k = \frac{F_d D_k}{D_{з.к.}}, \quad (6.2)$$

де  $F_d$  – дотична сила тяги колісної пари – див. (5.18):

$$F_d = P'_{зч} \psi \quad (6.3)$$

3 Напрявне зусилля (горизонтальне поперечне зусилля від дії колії на колесо у разі бокового навантаження:

$$Y = P_6 = C + P_{п}, \quad (6.4)$$

де  $P_6$  – зусилля бокове;

$C$  – зусилля відцентрове – див. (5.7).

$$C = \frac{P'_{зч} V_{кр}^2}{gR}. \quad (6.5)$$

Зусилля повітряне в перерахунку на одну колісну пару:

$$P_{п} = \frac{D h_k p}{n}, \quad (6.6)$$

де  $D$  – довжина кузова вагона, м;

$h_k$  – висота кузова вагона, м;

$p = 0,5 \text{ кН/м}^2$  – питомий тиск повітря розрахунковий для України;

$n$  – кількість колісних пар вагона.

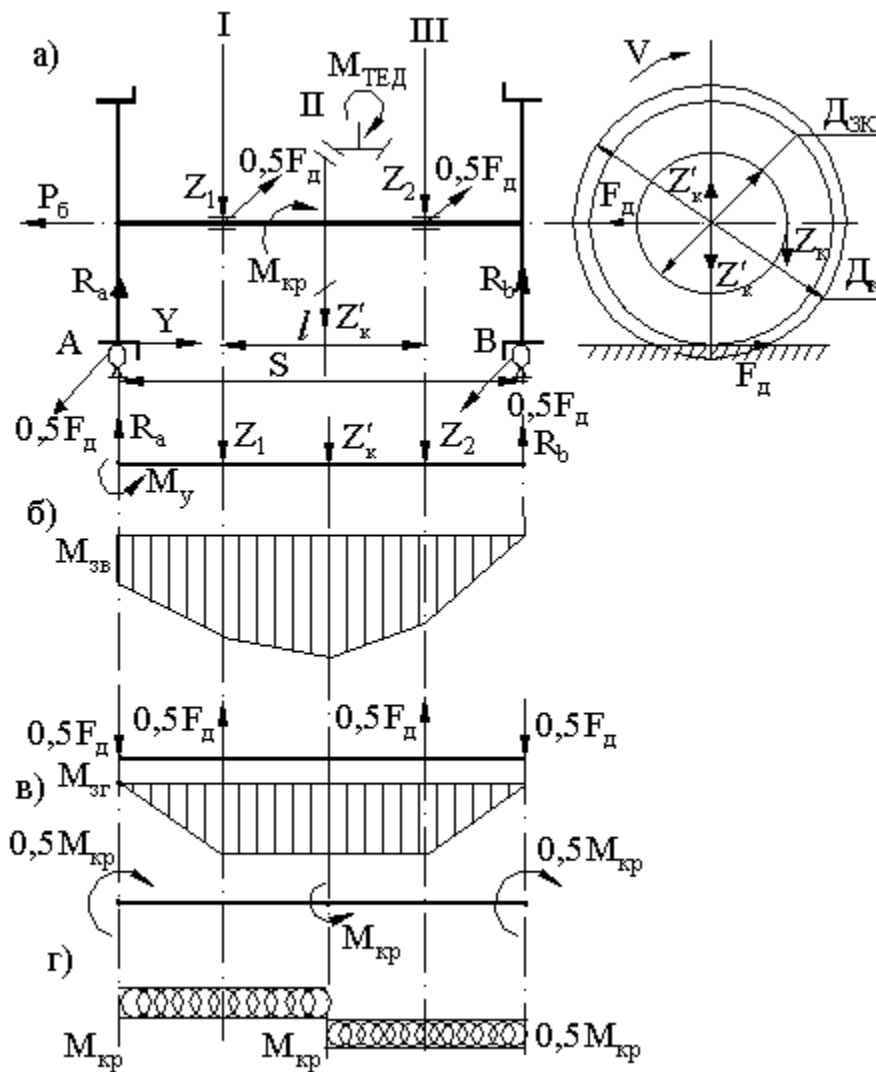


Рисунок 6.6 – Схеми й епюри силових факторів до розрахунку осей колісних пар: а – повна схема сил; б – схема силових факторів і епюра згинальних моментів, що діють у вертикальній площині; в – схема силових факторів і епюра згинальних моментів, що діють у горизонтальній площині; г – схема дії та епюра крутних моментів на вісь

4. Реакції в точках А і В від усіх діючих зусиль у місці контакту колеса з колією: відповідно  $R_A$  і  $R_B$  визначають за умови рівноваги системи в поперечній вертикальній площині, тобто сума моментів  $\Sigma M$  відносно точок А і В повинна дорівнювати 0.

$$\Sigma M_A = 0,5P_6 D_k - 0,5Z_l(S - l) - 0,5Z'_k S - Z_2 \cdot [S - 0,5(S - l)] + R_B S = 0, \quad (6.7)$$

де  $Z'_k$  – статичний нуль при перенесенні точки прикладення сили  $Z_k$  ( $Z'_k = Z_k$ ).

Тоді:

$$R_B = \frac{-0,5P_6 D_k + 0,5Z_1(S-1) + 0,5Z'_k S + Z_2[S - 0,5(S-1)]}{S}. \quad (6.8)$$

Аналогічно:

$$\sum M_B = 0,5P_6 D_k - R_A S + Z_1[S - 0,5(S-1)] + 0,5Z'_k S + 0,5Z_2(S-1) = 0, \quad (6.9)$$

$$R_A = \frac{0,5P_6 D_k + Z_1(S - 0,5(S-1)) + 0,5Z'_k S + 0,5Z_2(S-1)}{S}. \quad (6.10)$$

За відомими значеннями сил, що діють на вісь, розраховують згинальні моменти від вертикальних сил  $M_{зг.в}$  (рис. 6.6,а) і горизонтальних сил  $M_{зг.г}$  (рис. 6.6, в) в небезпечних перерізах осі I,II,III. Отже, результуючі згинальні моменти в зазначених перерізах будуть:

$$M_{Iзг} = \sqrt{M_{Iв}^2 + M_{Iг}^2}, \quad (6.11)$$

$$M_{IIзг} = \sqrt{M_{IIв}^2 + M_{IIг}^2}, \quad (6.12)$$

$$M_{IIIзг} = \sqrt{M_{IIIв}^2 + M_{IIIг}^2}. \quad (6.13)$$

З енергетичної теорії міцності еквівалентні розрахункові напруження в небезпечному і-му перерізі осі будуть [1]:

$$\sigma_{ei} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau_i^2}, \quad (6.14)$$

де  $\sigma_i = \frac{M_{зг.і}}{W_i}$  □ згинальні нормальні напруження в і-му перерізі,

момент опору осі на згин  $W_i = \frac{\pi d_i^3}{32} \approx 0,1d_i^3$ ;

$d_i$  – діаметр розрахункового перерізу,

$\tau_i = \frac{M_{кр}}{W_{ip}}$  – тангенційні (дотичні) напруження в і-му перерізі,

$M_{кр}$  – крутний момент у і-му перерізі (рис. 6.6, г),

$W_{ip}$  – моменти опору відповідних перерізів осі на кручення:

$$W_{ip} = \frac{\pi d_i^3}{16} \approx 0,2d_i^3.$$

Отже, для трьох розрахункових перерізів напруження дорівнюють:

$$\sigma_I = \sqrt{\left(\frac{M_{I\text{зг}}}{W_I}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{\text{кр}}}{2W_{Ip}}\right)^2}, \quad (6.15)$$

$$\sigma_{II} = \sqrt{\left(\frac{M_{II\text{зг}}}{W_{II}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{II\text{кр}}}{W_{IIp}}\right)^2}, \quad (6.16)$$

$$\sigma_{III} = \sqrt{\left(\frac{M_{III\text{зг}}}{W_{III}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{III\text{кр}}}{2W_{IIIp}}\right)^2}. \quad (6.17)$$

Вісь колісної пари буде відповідати потребам міцності тоді, коли  $\sigma_{I,II,III} \leq [\sigma]$

Для осьової сталі з урахуванням знакозмінного значення навантаження допустиме напруження дорівнює  $[\sigma] = 100 \div 120$  МПа.

### 6.5 Розрахунок насадки коліс

Безпека руху рейкового транспорту напряму залежить від дотримання технології напресовування коліс на осі колісних пар. Напресовування проводять у холодному стані за допомогою преса з побудуванням діаграми залежності зусилля запресовування  $P_3$  від глибини  $X$  (рис. 6.7)

Величина натягу під час насадки коліс на ось  $\Delta = D_o - D_m = 0,1 - 0,25$  мм – різниця діаметрів підматочинної частини осі й маточини .

Зусилля холодного запресування  $P_3$  повинно подолати зусилля деформації осі  $P_1$ , маточини  $P_2$  і силу тертя  $P_T$ .

$$P_3 = P_1 + P_2 + P_T, \quad (6.18)$$

де  $P_T = f \cdot Q$ ;

$f$  – коефіцієнт тертя 0,18–0,2 (сталь по сталі);

$Q = q \cdot \pi \cdot D_m \cdot x_i$  – сумарне зусилля обтискування підматочинної частини осі маточиною;

де  $q = \frac{E \cdot Z}{1 + K}$  – питомий тиск на маточину;

$Z = \frac{\Delta}{D_c}$ ,  $K = \frac{r_3 + r_B}{r_3^2 - r_B^2}$  – коефіцієнти, що враховують геометрію посадки;

$D_{cp}$  – середній діаметр посадки:

$$D_{cp} = \frac{D_o - D_m}{2}; \quad (6.19)$$

$E$  – модуль пружності;

$r_3, r_b$  – зовнішній і внутрішній радіуси маточини.

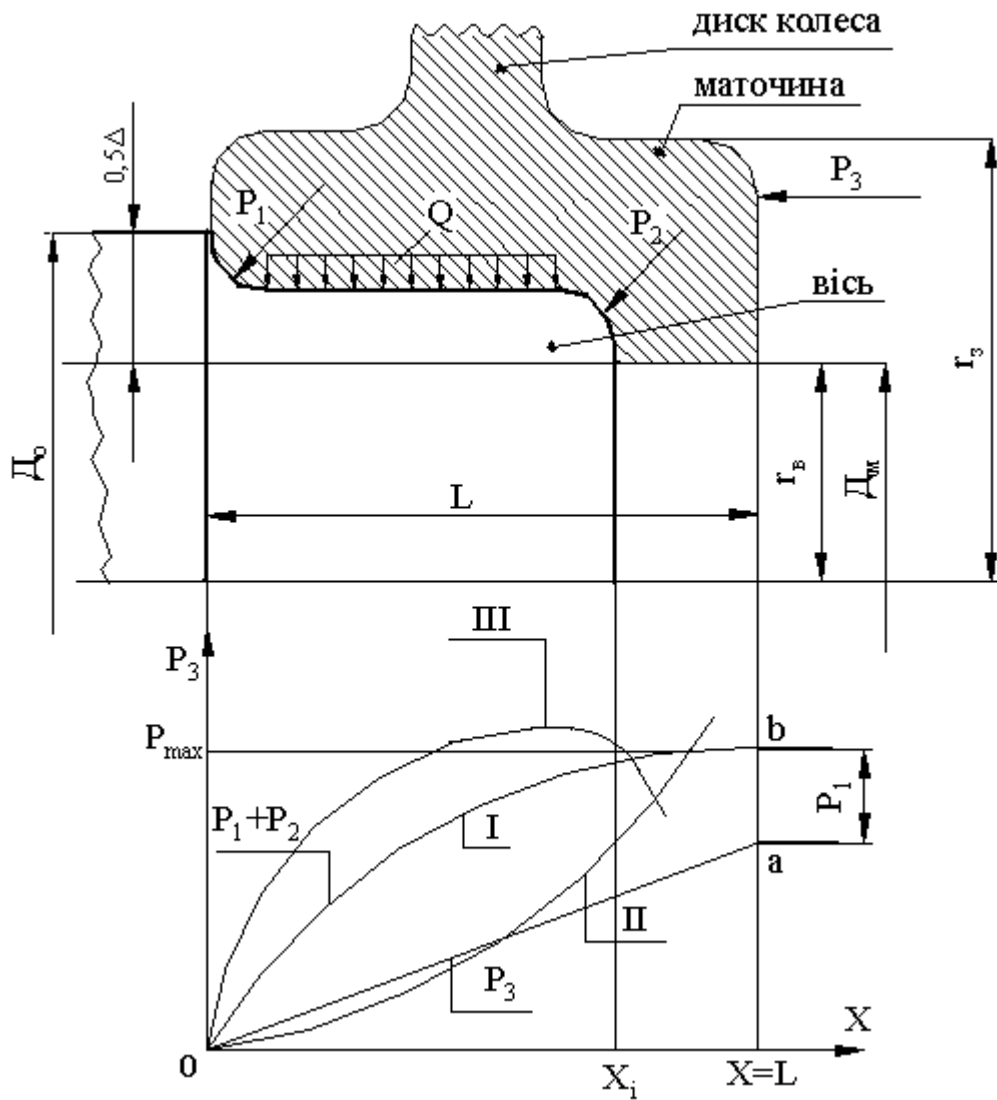


Рисунок 6.7 – Діаграма запресування колеса на вісь

Із переміщенням колеса по осі  $X$  сила тертя  $P_T = f(x)$  зростає прямолінійно (ділянка  $Oa$ ). Сума координат кривої  $Oв$  і прямої  $Oa$  дає величину зусилля запресування. Максимальної величини воно досягає в середині запресування, оскільки в цьому місці поперечний переріз маточини підсилено диском колеса. Після повного напресування маточини на підматочинну частину осі, коли  $x = L$ ,

сили  $P_T$  і  $P_2$  перетворюються в постійні величини та для подальшого переміщення колеса потрібно подолати тільки сили від деформації осі  $P_1$ . При цьому сумарна сила запресування буде постійною таї дорівнюватиме  $P_{\max}$ . Остаточна величина посадочного тиску характеризує зусилля пресової посадки від повертання колеса на осі.

Для розрахунку необхідної величини  $P_{\max}$  використовують рівняння моментів осі й колеса:

$$\frac{P_{\max} \cdot D_o}{2} = n \cdot \frac{F_{\max} \cdot D_k}{2}, \quad (6.20)$$

де  $n = 6$  – коефіцієнт, що враховує запас на ослаблення міцності посадки;

$F_{\max}$  – максимальна сила тяги одного колеса;

$D_k$  – діаметр колеса.

Ураховуючи  $P_{\max}$  за умови міцності маточини й колісного центру розраховують її довжину й величину натягу.

З особливостей кривої можна відстежити якість посадки. Наприклад, крива II характеризує конічність поверхні маточини й осі одного напрямку, а III – протилежного. Те й інше для експлуатації – неприпустиме.

### Контрольні запитання

- 1 Яке призначення колісних пар (коліс) транспортних засобів?
- 2 Які головні класифікаційні ознаки колісних пар (коліс) транспортних засобів?
- 3 З яких головних елементів складаються осі колісних пар?
- 4 Для чого на осях колісних пар роблять галтельні переходи?
- 5 На яких видах транспортних засобів використовують розрізні осі?
- 6 В яких випадках застосовують зовнішні буксові вузли, а в яких – внутрішні, що цьому сприяє?
- 7 Які вимоги висувають до пружних гумових коліс?
- 8 Який порядок розрахунку осі колісної пари на міцність?



9 Які існують конструкції коліс транспортних засобів, їхні переваги та недоліки?

10 Які позитивні й негативні якості мають пружні колеса рейкових транспортних засобів?

11 Яке призначення діаграми запресування коліс на вісь?

12 Як визначити небезпечний переріз осі колісної пари?

13 З яких головних елементів складається колесо безрейкових транспортних засобів?

## **7 ПРУЖНЕ ПІДВІШУВАННЯ**

### **7.1 Призначення пружного (ресорного) підвішування (РП)**

Система РП призначена для такого:

- акумулювання енергії ударів коліс під час руху РС нерівностями шляху й передачі її кузову в процесі коливань;
- передавання й розподіл зусиль від кузова на колеса;
- підтримання проектного навантаження між колісними парами під час проходженні ними окремих нерівностей шляху;
- створення плавного й безпечного ходу РС, особливо при великих швидкостях руху.

### **7.2 Класифікація системи ресорного підвішування**

Під час аналізу існуючих конструкцій пружного підвішування транспортних засобів взагалі й міського транспорту зокрема можна виокремити чотири головні класифікаційні ознаки. З-поміж них виокремлюють класифікацію (рис. 7.1) за типом пружних елементів, за типом демпферів коливань, за з'єднанням пружних елементів у групи та за наявністю ступенів ресорної підвіски.



Рисунок 7.1 – Класифікація системи ресорної підвіски ТЗ

Пружні елементи класифікують за конструкцією, особливостями сприймання навантаження, демпфірування (гасіння) коливань. У ходовій частині РС широко застосовуються гвинтові циліндричні пружини; листові, гумові й гумово–металеві, а також пневматичні ресори. Ці пружні елементи утворюють центральне й буксове ресорне підвішування кузова, а тому можуть з'єднуватися паралельно, послідовно й комбіновано.

Пружні елементи, що володіють тертям (наприклад, листові між листами, гумові – на міжмолекулярному рівні), крім головних функцій, перелічених вище, гасять коливальні процеси в системі. У разі встановлення до підвіски пружних елементів, що не гасять коливання, таких як гвинтові пружини, потрібно додавати спеціальні демпфери (погашувачі) коливань (див. нижче).

### 7.3 Характеристики гвинтових циліндричних пружин і розрахунки їх на міцність

Однією з головних характеристик пружних елементів є «вертикальна пружна характеристика», що показує залежність деформації  $f$  (мм) від вертикального навантаження  $P$  (Н).

Особливістю вертикальної пружної характеристики гвинтової циліндричної пружини є співпадіння залежності  $P$  у функції  $f$  для процесу навантаження та для процесу розвантаження (рис. 7.2). Поглиблений аналіз цієї характеристики див. п. 7.5.

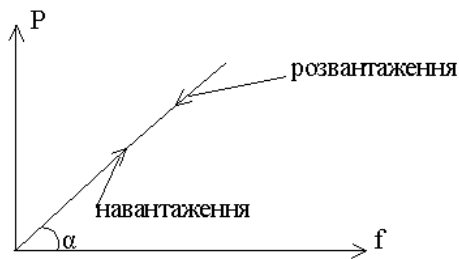


Рисунок 7.2 – Вертикальна пружна характеристика гвинтової циліндричної пружини

Пружні властивості елементів характеризуються тангенсом кута  $\alpha$  або коефіцієнтами жорсткості (жорсткістю) або гнучкості (гнучкістю).

*Жорсткість* ( $J$ ) – це відношення навантаження на пружний елемент  $P$  до викликаного їм прогину  $f$ , а гнучкість  $\Gamma$  – зворотна величина жорсткості:

$$J = \frac{P}{f} = \operatorname{tg} \alpha, \left[ \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right], \quad \Gamma = \frac{f}{P} = \frac{1}{J}, \left[ \frac{\text{мм}}{\text{Н}} \right]. \quad (7.1)$$

У разі паралельного з'єднання пружних елементів (рис. 7.1) еквівалентна жорсткість  $J_e$ , тобто жорсткість комплексу буде дорівнювати сумі жорсткостей окремих елементів:

$$\frac{P_1}{f_1} + \frac{P_2}{f_2} + \dots + \frac{P_i}{f_i} = J_1 + J_2 + \dots + J_i = \sum J_i = J_e. \quad (7.2)$$

У разі послідовного з'єднання:

$$\frac{f_1}{P} + \frac{f_2}{P} + \dots + \frac{f_i}{P} = \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \dots + \frac{1}{J_i} = \sum \frac{1}{J_i} = \frac{1}{J_e}. \quad (7.3)$$

або аналогічно

$$\Gamma_1 + \Gamma_2 + \dots + \Gamma_i = \Sigma \Gamma_i = \Gamma_e. \quad (7.4)$$

Тоді еквівалентна жорсткість комплексу з двох послідовно з'єднаних ресор набуде вигляд:

$$Ж_e = \frac{Ж_1 \cdot Ж_2}{Ж_1 + Ж_2}, \quad (7.5)$$

що менше, ніж у разі паралельного з'єднання.

Зазвичай, у транспорті застосовують комбіновану систему (рис. 5.5), тобто систему паралельно-послідовного включення пружних елементів у групи. У цьому разі забезпечують сприйняття значних вертикальних навантажень, що більше відповідає паралельному з'єднанню пружних елементів. Для більшої комфортності пасажирів необхідна система з великими прогинами. Цю якість забезпечують шляхом послідовного з'єднання пружних елементів, що входять до загальної системи паралельно-послідовного з'єднання.

Для розрахунку пружин на міцність користуються наближеними формулами, виведеними в припущенні, що виток працює на два головних види деформації – кручення й зріз. На кручення виток діє від моменту  $M_{кр} = Pr$  (рис. 7.3); при цьому зневажають нахилом гвинтової лінії. Для круглого перерізу пружини, використовуючи рівняння, виведене для кручення прямого бруса, маємо дотичне напруження від кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{16Pr}{\pi d^3}, \text{ мПа}, \quad (7.6)$$

де момент опору витка:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \text{ мПа}. \quad (7.7)$$

Дотичні напруження на зріз дорівнюють

$$\tau_{зр} = \frac{P}{\pi \frac{d^2}{4}}, \text{ мПа}. \quad (7.8)$$

У дійсності за теорією пружності воно буде найбільшим у перерізі перпендикулярному дії сили  $P$ , тоді  $\max \tau_{зр} = \frac{4,92P}{\pi d^2}$ .

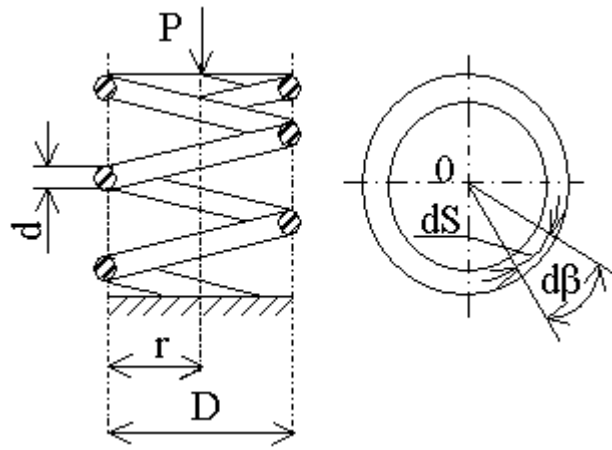


Рисунок 7.3 – Схема навантаження циліндричної гвинтової пружини

Розрахункове дотичне напруження  $\tau_p = \tau_{кр} + \tau_{зр}$ ;  $\tau_p \leq [\tau]$

Допустиме напруження в перерізі пружини можна прийняти для кременистої сталі  $[\tau] = 750 \div 800$  МПа [1].

Для визначення деформації пружини приймають, що точка прикладеної сили  $P$  весь час залишається на осі циліндра. Для безкінечно малої частини витка довжиною  $dS$ , відповідно центральному куту  $d\beta$  дорівнює:

$$d\beta = \frac{dS \cdot \cos \alpha}{r}, \quad (7.9)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу витка, або припускаючи, що  $\cos \alpha = 1$ ,

$$dS = r d\beta. \quad (7.10)$$

Якщо прийняти безкінечно малу частину витка  $dS$  за прямий брус, то кут скручування на одиницю довжини від крутного моменту  $P_\tau$  (у разі круглого перерізу) дорівнюватиме:

$$\theta = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{P_\tau}{G d^4}, \quad (7.11)$$

де  $G$  – модуль пружності при крученні,  $G = 80 \div 85$  кН/мм<sup>2</sup>.

Скручування елементів  $dS$  на кут  $\theta$  відповідає переміщенню точки  $O$  прикладення сили  $P$  (приймаючи дугу переміщення за хорду, що співпадає з віссю циліндра), що дорівнює:

$$df = r \theta dS = \theta r^2 d\beta. \quad (7.12)$$

Повне переміщення точки  $O$  (деформація пружини) при кількості витків  $n$

дорівнюватиме

$$f = \int_0^{2\pi n} \theta r^2 d\beta = \frac{64Pnr^3}{Gd^4}, \quad (7.13)$$

тобто

$$f = \frac{8D^3nP}{Gd^4}. \quad (7.14)$$

Тоді жорсткість пружини

$$Ж = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{64nr^3}. \quad (7.15)$$

У разі дворядних циліндричних пружин, що спостерігаються в пружній підвісці трамваїв, радіуси витків і поперечний переріз необхідно максимально підібрати так, аби напруження в обох пружинах було однаковим. За умови недотримання цієї вимоги перенапруження стає причиною поломки перевантаженої пружини. Навантаження, що припадає на кожну пружину, за умови рівності напружень у витках, визначається у такий спосіб. Якщо дворядні пружини навантажувати за допомогою сили  $P$  і на зовнішню пружину випадає сила  $P_1$ , а на внутрішню  $P_2$ , то за умови однакового напруження:

$$\frac{16P_1r_1}{\pi d_1^3} = \frac{16P_2r_2}{\pi d_2^3}, \quad (7.16)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{d_2^3r_1}{d_1^3r_2}. \quad (7.17)$$

Оскільки  $P = P_1 + P_2$ , то

$$P_1 = \frac{Pd_1^3r_2}{d_1^3r_2 + d_2^3r_1}, \quad (7.18)$$

$$P_2 = \frac{Pd_2^3r_1}{d_1^3r_2 + d_2^3r_1}. \quad (7.19)$$

#### 7.4 Характеристики листових ресор і оцінка їхньої міцності

Листові ресори використовують на рухомому складі з давніх часів.

Ресори конструктивно поділяються на півеліптичні й еліптичні. На рисунку 7.4 зображено конструкцію напівеліптичної ресори, що становить пакет сталевих загартованих листів прямокутного або спеціального перерізу, ви-

гнутих у вигляді дуги, або прямих, закріплених посередині заклепкою (шпилькою) чи хомутом (1). Верхній лист (2), яким з'єднана ресора з рамою кузова або візка, називають корінним, інші листи – набірними або листами ступеневої частини. Верхній лист із них називають підкорінним; він призначений для підтримання кінців корінного листа у разі його зруйнування. Еліптичні ресори становлять дві напівеліптичні ресори, з'єднані кінцями один до одного. Такі системи (Галахова, Бабіна) застосовувались на РС старих зразків.

Вертикальна пружна характеристика листової ресори має вигляд, зображений на рисунку 7.5. З нього видно, що лінії навантаження ОБ і розвантаження БГО не збігаються як на характеристиці пружини (рис. 7.2) й утворюють петлю гістерезису. Лінія БГ характеризує зону нечутливості ресори. Площа трикутника ОБЕ характеризує роботу сил навантаження, площа трикутника ОГЕ – роботу сил розвантаження, а площа трикутника ОБГ характеризує роботу сил тертя між листами або втрату енергії під час циклу «навантаження – розвантаження».

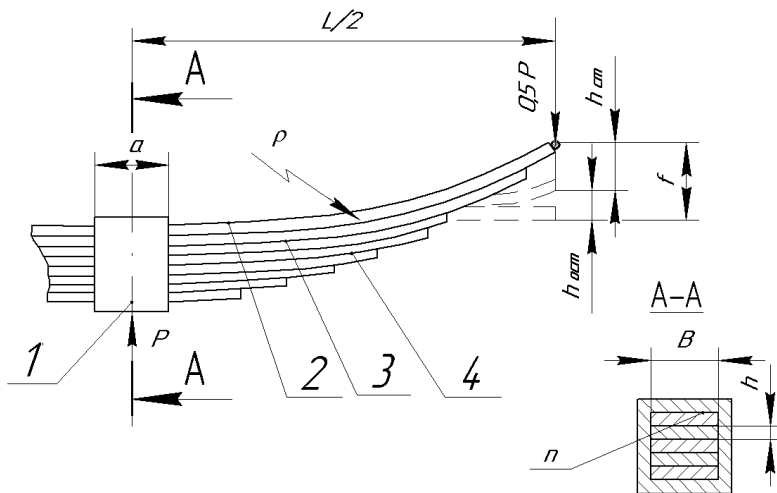


Рисунок 7.4 – Конструкція напівеліптичної ресори:  
1 – хомут, 2 – корінний лист, 3 – підкорінний лист, 4 – набірний лист

Ця втрата енергії є наслідком роботи сил тертя між листами в коливальному процесі та йде на гасіння коливань транспортних засобів. Останнє сприяє покращенню плавності ходу, комфортності пасажирів і безпеці руху. Такого ефекту не має пружина як пружний елемент ресорної підвіски, на вертикальній пружній характеристиці якої (рис. 7.2) відсутня петля втрат. Тому для гасіння коливань у пружинну підвіску необхідно додавати додаткові пристрої (амортизатори). Це ускладнення конструкції є одним із недоліків такої підвіски.

З розглянутих конструкцій пружинної та ресорної підвісок також видно, що пружина на відміну від ресори не може передавати горизонтальні, так звані напрямні зусилля. Остання може виконувати цю функцію шляхом її кріплення до кузова й моста. Отже, спостерігається ще один недолік конструкції пружинної підвіски – необхідність застосування спеціальних напрямних пристроїв. До них належать, зазвичай, різноманітні плоскі й круглі напрямні пристрої (рис. 5.4), важелі, реактивні тяги тощо.

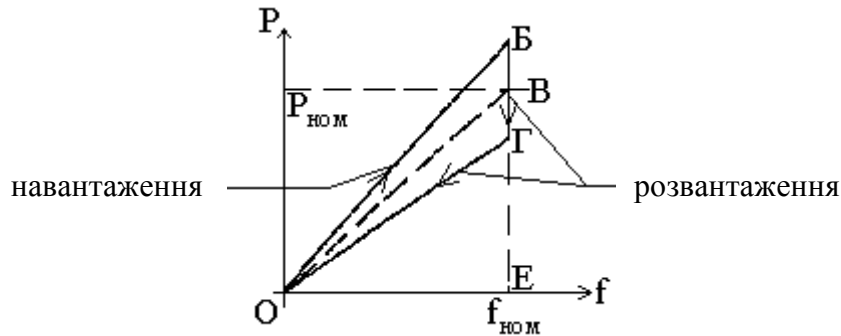


Рисунок 7.5 – Вертикальна пружна характеристика листової ресори

Визначення умовної жорсткості листової ресори полягає у визначенні ординат кривих, що утворюють петлю гістерезису для різних прогинів ресори:

$$Ж_y = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_i}{f_i}}{k}, \quad (7.20)$$

де  $k$  – кількість дослідних точок, узятих по лінії ОВ, що характеризує роботу чисто пружних сил листової ресори.

З наведеного вище можна зробити висновок, що листові ресори мають властивості демпфірування коливань РС, тому на відміну від витих пружин не потребують включення до системи ресорного підвішування гасників коливань.

Під час розрахунку на статичну міцність листову ресору розглядають як балку завдовжки  $L$  (теоретична довжина, див. рис. 7.4), що лежить на двох опорах і навантажена від кузова силою  $P$ . Згинальний момент посередині ресори буде дорівнювати  $M = PL/4$ .

Якщо  $\rho$  – радіус кривизни листів, то момент згину буде також дорівнювати:



$$M = \frac{EJ}{\rho}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (7.21)$$

де  $J$  – момент інерції небезпечного перерізу ресори з «n» листів завширшки «b» і завтовшки «h» буде дорівнювати:

$$J = \frac{nbh^3}{12}, \text{ м}^4. \quad (7.22)$$

Радіус кривизни  $\rho$  виражений через прогин  $f = (L/2)^2/2\rho$ , як стріла з півхордою довжиною  $L/2$  дорівнює:

$$\rho = \frac{L^2}{8f}. \quad (7.23)$$

Після підстановки величин  $\rho$  і  $J$  у рівняння (7.23) залежність між навантаженням  $P$  і прогином ресор  $f$  визначається так:

$$P = \frac{8}{3} n n \frac{h^3}{L^3} E f,$$

звідси прогин

$$f = \frac{3}{8} \cdot \frac{PL^3}{n b h^3 E}, \text{ мм} \quad (7.24)$$

і, відповідно, жорсткість ресор при  $f = 1$  мм:

$$Ж = \frac{8}{3} n n \frac{h^3}{L^3} E, \quad (7.25)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу листа.

Механічні напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W_{AA}}, \quad (7.26)$$

де  $W_{AA}$  – момент опору згину в перерізі А–А.

$$W_{AA} = n \frac{bh^2}{6}.$$

Тоді

$$\sigma_{зг} = \frac{3}{2} \frac{PL}{n b h^2}. \quad (7.27)$$

Для дотримання міцності ресори повинна виконуватись умова  $\sigma_{зг} \leq [\sigma]$ , де допустиме напруження на кручення  $[\tau]$  приблизно дорівнює допустимому на-

пруженню на згин  $[\sigma]$ .

Порівняння виразу для жорсткості ресор і напруження згину показує, що зі збільшенням довжини ресор  $L$  пропорційно підвищується напруження згину, отже, для отримання тієї самої міцності необхідно підвищити пропорційно згинальний момент. При цьому збільшиться момент інерції  $J$  і пропорційно збільшиться жорсткість  $J$ . Також зі збільшенням довжини  $L$ , зменшиться жорсткість (пропорційно третьому степеню  $L$ ), тобто завжди є можливість у разі збільшення  $L$ , зменшення жорсткості, не перевищуючи напруження  $\sigma_{zg}$ , що припускається за умовами міцності. У цьому розрахунку не враховують такі фактори:

- тертя між листами;
- закладення листів у хомуті;
- зміна довжини під навантаженням;
- наявність корінних листів.

Матеріал для виготовлення ресор – ресорна сталь 55С, 60С2, де 0,55% вуглецю, кремнію С – 1 % і 2 % – відповідно.

Для збільшення міцності ресор у якості термообробки в процесі виготовлення здійснюють загартування їх у маслі при нагріві до 880 °С і, відпуск при повторному нагріві до 510 °С.

Напруження текучості для ресорної сталі  $\sigma_{тек} = 1200$  МПа.

## **7.5 Характеристики гумових пружних елементів**

Застосування гумових пружних елементів у рухомому складі дає змогу підвищити ступінь шумо- та віброізоляції вузлів механічного обладнання, одержати нові характеристики пружних елементів, що сприяють збільшенню тривалості роботи транспортних засобів загалом. Ці переваги не можна одержати у разі використання, наприклад, металевих пружних елементів.

Вертикальна пружна характеристика гумових пружних елементів, як і листових ресор (рис. 7.5), має аналогічну петлю гістерезису, але вона обумовлена не тертям ресорних листів, а переважно – внутрішнім тертям на міжмолекулярному рівні. Робота внутрішніх сил тертя становить 8 % від роботи пружних сил.

Ці властивості гуми сприяють гасінню коливань надресорної будови транспортних засобів переважно високої (звукової) частоти. Тому такі пружні елементи є гарними шумоізоляторами.

З-поміж недоліків гумових пружних елементів виокремлюють обмеження температурних режимів їхньої роботи – від  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Цей діапазон температур залежить не тільки від зовнішніх умов, але й від величини та інтенсивності навантажень на пружний елемент. В іншому разі необхідні тепловідвідні пристрої.

На сьогодні на міському транспорті широко застосовуються гумові пружні елементи зсуву (рис. 7.6). Вони можуть бути привулканізовані до сталевих пластин, що призначені для зберігання горизонтальної стійкості ресори, а можуть збиратись окремо (трамвай Т-3, КТМ-5МЗ, К1) [4, 5].

Теоретичну жорсткість комплексу гумових амортизаторів визначають за формулою

$$J_{\tau} = \frac{F}{n \cdot \rho} (K \cdot E \cdot \sin^2 \alpha + G \cdot \cos^2 \alpha), \quad (7.28)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу елемента, й дорівнює:

$$F = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}, \quad (7.29)$$

де  $D_1, D_2$  – зовнішній і внутрішній діаметри гумового пружного елемента, мм;

$\rho$  – товщина гуми одного кільця у вільному стані, мм;

$n$  – кількість гумових елементів;

$G$  – модуль пружності на зсув,  $G = 0,7\text{ МПа}$ ;

$E$  – модуль пружності на стиск,  $E = 3,0\text{ МПа}$ ;

$\alpha = 45^{\circ}$  – кут між опорною поверхнею і напрямком навантажувальної сили;

$K$  – коефіцієнт збільшення жорсткості, що знаходять на основі графічної залежності (рис. 7.7) з урахуванням коефіцієнта форми  $K_{\phi}$ .

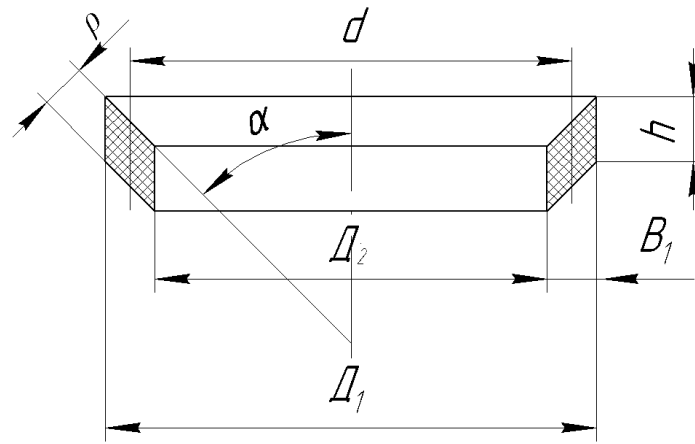


Рисунок 7.6 – Переріз гумового пружного елемента

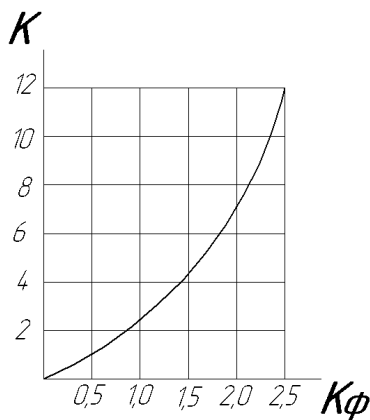


Рисунок 7.7 – Залежність коефіцієнта жорсткості від коефіцієнта форми  
 $K = f(K_\phi)$

$$K_\phi = \frac{F}{F_b} = \frac{D_1 - D_2}{4h}, \quad (7.30)$$

де  $F_b$  – площа поверхні випирання кільця,  $\text{мм}^2$

$$F_b = 2\pi h \cdot (D_1 - D_2), \quad (7.31)$$

де  $h$  – висота гумових елементів.

## 7.6 Характеристики й розрахунок пневматичних ресор

У разі використання в РП пружин і листових ресор, що мають лінійну залежність прогину від навантаження (рис. 7.2, 7.5), виникає небезпека великого статичного прогину при максимальному і, відповідно, малі прогини при мінімальному навантаженні кузова. Це можливо при змінному наповненні кузова, що властиве міському електричному транспорту та спричиняє дискомфорт для пасажирів. Тому бажано використовувати РП із параметрами жорсткості, що

змінюються в пасажирському транспорті зі зміною кількості пасажирів. Воно повинно автоматично налаштовуватись на оптимальне значення прогину залежно від навантаження РС. Найкраще цим вимогам задовольняють пневматичні ресори, тобто ресори, робочим тілом яких є повітря під тиском. Тиск повітря, зазвичай, забезпечує гальмова система РС. Ці ресори дають змогу автоматично підтримувати кузов на певному рівні незалежно від завантаження вагону, що досягається шляхом зміни тиску в пневморесорі. Останні мають високу витривалість, незначну масу та покращують вібро- й шумоізоляцію.

Вертикальною пружною характеристикою пневморесори можна підтвердити той тезис, що той самий прогин  $f_1$  (рис. 7.8) можна забезпечити при різних значеннях навантаження  $P$  ( $P_1, P_2$ ) за рахунок тиску повітря в пневморесорі  $p_1$  і  $p_2$ . Тиск же можна регулювати автоматично так званим регулятором рівня підлоги.

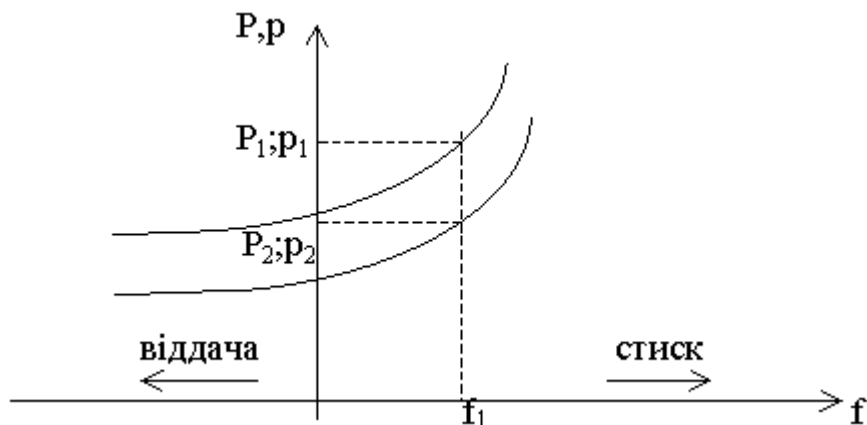


Рисунок 7.8 – Вертикальна пружна характеристика пневматичної ресори

Головною деталлю пневморесори є гумово-кордна оболонка (1) (рис. 7.9), до внутрішньої порожнини якої через штуцер (2) подається повітря з пневмосистеми РС. Оболонку прикріплюють до фланця (3) кузова й поршня (4), який прикріплений до ходової частини.

На поршні встановлюють гумові буфери-амортизатори (5), що виконують роль обмежувача ходу стискання та попереджують пошкодження гумово-кордної оболонки під час розгерметизації пневмосистеми. Для регулювання ти-

ску пневмоелементів установлюють регулятори (6) рівня підлоги. Розподільник (7) регулятора закріплюють використанням кронштейна (8), а золотник (9) з'єднується за допомогою тяги (10) з кузовом.

У позиції «а» (рис. 7.9): пневмоелемент (1) знаходиться в статичній рівновазі. Трубопровід (2) з'єднує пневмоелемент із розподільником, що перекриває золотник (9).

У разі збільшення навантаження кузов (3) (позиція «б») опускається на величину прогину  $f$  і тяга (10) повертає золотник (9). Стиснене повітря з пневматичної системи надходить трубопроводом через розподільник у пневмоелемент, що змушує кузов піднятися до попереднього рівня. У разі зменшення навантаження (поз. «в») кузов (3) піднімається і тяга повертає золотник у протилежний бік. Трубопровід (2) з'єднується розподільником через канал з атмосферою та стиснене повітря випускається з елемента (1) доти, поки рівень кузова не знизиться до номінального (поз. «а»). У такий спосіб досягається автоматичний (без участі водія) зв'язок між наповненням кузова й жорсткістю пневмопідвіски.

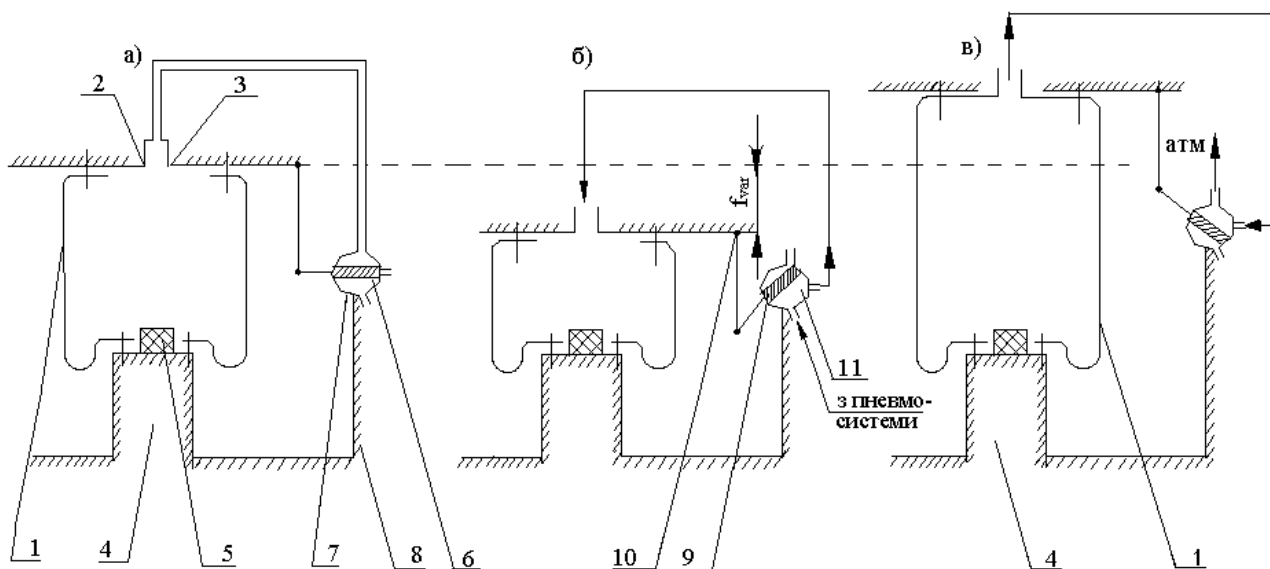


Рисунок 7.9 – Схеми регулювання рівня підлоги РС: а – номінальний рівень;

б – перевантаження; в – розвантаження

Для опису пружних властивостей пневморесор зазвичай використовують рівняння термодинаміки для політропного процесу:

$$P_0 V_0^n = P V^n, \quad (7.32)$$

де  $n$  – показник політропи (при повільному статичному деформуванні пневморесори  $n = 1$ , а при динамічному  $n = 1,3 \div 1,4$ );

$p_0$  і  $V_0$  – відповідно тиск і об'єм повітря у вихідному положенні статичної рівноваги.

Поточний тиск і об'єм повітря відповідно дорівнюють:

$$P = P_i - P_a, \quad (7.33)$$

$$V = V_0 - S_e \cdot f, \quad (7.34)$$

де  $P_a$  і  $P_i$  – відповідно атмосферний і надлишковий тиск повітря;

$S_e$  – ефективна (несуча) площа пневморесори;

$f$  – деформація (прогин) ресори.

Перетворимо рівняння стану газу до вигляду:

$$P = P_0 \cdot \left( \frac{V_0}{V} \right)^n = \frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^n}. \quad (7.35)$$

Навантаження на ресори визначається як сума навантажень, що сприймаються оболонкою та тиском повітря всередині оболонки:

$$P = P_{об} + P_b = Ж_{об} f + P_i S_e = Ж_{об} f + (P + P_a) S_e, \quad (7.36)$$

де  $P_{об}$  – навантаження, що сприймається оболонкою пневморесори;

$P_b$  – навантаження від тиску повітря всередині пневморесори.

Замінивши тут  $P$  у відповідності з виразом (7.36), отримаємо:

$$P = Ж_{об} f + \left[ \frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^n} + P_a \right] \cdot S_e. \quad (7.37)$$

Жорсткість пневморесори знаходять як похідну від навантаження за деформації:

$$Ж = \frac{dP}{df} = Ж_{об} + S_e \cdot \frac{d(P + P_a)}{df} + (P + P_a) \cdot \frac{dS_e}{df}, \quad (7.38)$$

або

$$Ж = Ж_{об} + \frac{n P_a S_e^2 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^{n+1}} + (P + P_a) \cdot \frac{dS_e}{df}. \quad (7.39)$$

Зазвичай жорсткість  $Ж_{об}$  мала порівняно з другим членом цієї формули.

Крім того, площа  $S_e$  при деформації ресори змінюється мало. Отже, третій член

$\frac{dS_e}{df} \approx 0$ . Тому в першому приближенні можна прийняти:

$$\mathcal{J} = -\frac{nP_0 S_e^2 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^{n+1}} = \frac{nS_e^2 P_0}{\left(1 - \frac{S_e f}{V_0}\right)^{n+1}} \cdot V_0. \quad (7.40)$$

## 7.7 Гасники коливань

Гасники коливань (демпфери, амортизатори) – це пристрої, призначені для гасіння коливань кузова. Вони можуть бути сухого та рідинного тертя.

У демпферах сухого тертя гасіння енергії коливань відбувається за допомогою сил сухого тертя між двома металокерамічними пластинами та супроводжується переходом енергії коливань у тепло. Позитивні якості фрикційних демпферів – це простота конструкції, можливість регулювання роботи тертя. А серед негативних варто виокремити – нестабільні характеристики в процесі експлуатації. Прикладом може слугувати листова ресора.

У демпферах рідинного тертя (гідроамортизаторах) гасіння коливань РС відбувається за допомогою сил гідравлічного тертя рідини у разі перетікання її через отвір малого діаметра  $d$  (дросельний отвір) у поршні (рис. 7.10).

Сила опору гідроамортизатора:

$$P_r = c\Delta, \quad (7.41)$$

де  $c$  – коефіцієнт пропорційності (параметр гасника), який через параметри РС дорівнює:

$$c = 2D\sqrt{\mathcal{J} m} = (0,3 \div 0,6)\sqrt{\mathcal{J} m}, \quad (7.42)$$

де  $D$  – безрозмірний параметр демпфірування;

$m$  – маса кузова з пасажирями, що діє на один демпфер;

$\mathcal{J}$  – жорсткість РП.



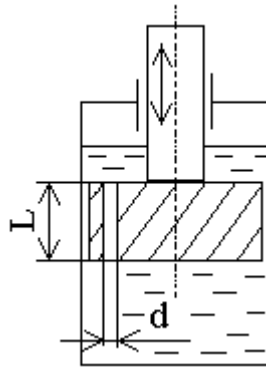


Рисунок 7.10 – Схема гідроамортизатора телескопічного типу

Через параметри гідроамортизатора:

$$c = 1280 \frac{\gamma L F^2}{\pi d^4 i}, \quad (7.43)$$

де  $\gamma$  – динамічна в'язкість, (Па/с);

$d$  – діаметр дротельних отворів (рис. 7.10);

$F$  – площа поршня, (м<sup>2</sup>);

$L$  – довжина дротельного отвору;

$i$  – кількість дротельних отворів;

Робота демпфірування:

$$A = \pi \omega c \Delta^2, \quad (7.44)$$

де  $\Delta$  – швидкість відносної деформації елемента гасника;

$\omega$  – кругова частота роботи демпфера.

Вертикальну пружну характеристику дії демпфера в різних комбінаціях його установки наведено на рисунку 7.11. Характеристика IV показує схожість із характеристикою листової ресори (рис. 7.5) у разі статичного навантаження транспортних засобів  $P_{ст}$  і статичного прогину  $f_{ст}$  за наявності петлі втрат. У цьому разі робота втрат іде на гідравлічне тертя рідини зі стінками дротельного отвору. Інші пояснення характеристик аналогічні з листовою ресорою.

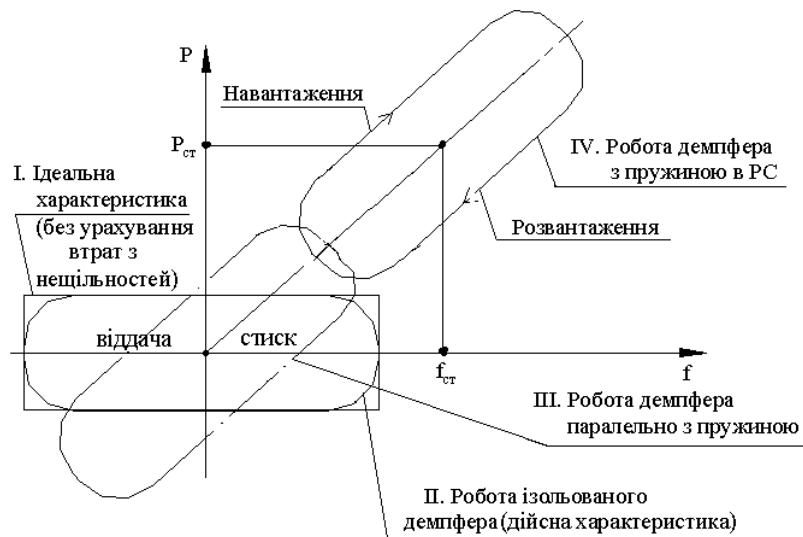


Рисунок 7.11 – Вертикальна пружна характеристика роботи гідроамортизатора

### Контрольні запитання

- 1 Яке призначення пружного підвішування транспортних засобів?
- 2 Які головні класифікаційні ознаки пружного підвішування транспортних засобів?
- 3 Що таке жорсткість пружної підвіски, як її розрахувати?
- 4 Які пружні елементи застосовують на трамваях і тролейбусах?
- 5 Що таке вертикальна пружна характеристика пружного елемента?
- 6 Чим відрізняються вертикальні пружні характеристики пружини та листової ресори?
- 7 Які види деформацій враховують під час розрахунку витка пружини на міцність?
- 8 Що таке зона нечутливості в листовій ресорі?
- 9 На які види навантажень працює листова ресора?
- 10 Чому застосовують пневмопідвіску?
- 11 Чим регулюється тиск повітря у пневморесорі?
- 12 Які пружні елементи володіють демпфівальним ефектом?
- 13 На який вид деформації розраховують листову ресору?
- 14 Що таке гасники коливань? Які вони бувають і який їх принцип дії?
- 15 Який порядок розрахунку на міцність листової ресори?

16 Які відмінні особливості й характеристики пружних елементів ресорного підвішування транспортних засобів?

17 Які існують конструкції демпферів рідинного та сухого тертя?

18 В яких системах пружної підвіски застосовують гумові ресори, які їхні позитивні та негативні властивості?

19 Що таке коефіцієнт форми гумового пружного елемента?

20 Які характеристики мають гумові пружні елементи? Як розрахувати коефіцієнт форми?

21 Які пружні характеристики мають гвинтові циліндричні пружини?

22 Який порядок розрахунку на міцність гвинтової циліндричної пружини?

23 Які існують типові схеми підвішування безвізкових та візкових ходових частин?

24 Як можна класифікувати ресорні елементи пневматичного ресорного підвішування транспортних засобів?

25 Яке призначення регулятора рівня підлоги та як він діє?

## **8 РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ БЕЗРЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

### **8.1 Призначення й головні вимоги до рульового керування:**

*Система рульового керування* становить сукупність пристроїв, призначених для зміни напрямку руху безколійного РС. До цієї системи висувають низку вимог:

- мінімальне зусилля водія на рульовому колесі;
- мінімальний люфт (вільний хід) рульового колеса, необхідний для стійкого руху екіпажу на прямих ділянках шляху з високою швидкістю;
- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс;
- мінімальна передача на рульове колесо ударів від коліс при русі по нерівностях;
- правильна кінематика повороту без проковзування коліс;
- загальні вимоги надійності, працездатність, ремонтпридатність, міні-

мальна вага.

## 8.2 Класифікація систем рульового керування

Системи рульового керування сучасними тролейбусами можна класифікувати у відповідно до конструктивних особливостей окремих елементів (рис. 8.1).



Рисунок 8.1 – Схема класифікації систем рульового керування

## 8.3 Конструкція і принцип дії системи рульового керування

Система рульового керування складається: з рульового механізму (1) (рис. 8.2), яким керує кермо водія (2) через рульовий вал (3), і рульового приводу. Останній складається: з сошки (4) (важеля рульового механізму), поздовжньої рульової тяги (5), двох шворнів (8) (осей повороту коліс), двох важелів

Кутове переміщення сошки передається на поздовжню тягу та далі через двоплечий важіль (6) на поперечну тягу, яка, зі свого боку, надає кутове переміщення важелям цапф (10), а отже, керованим колесам.

77

На сьогодні широко застосовуються складніші рульові механізми, робочою парою яких є гвинт – кулькова гайка–рейка. У цьому механізмі тертя ковзання між черв'яком і черв'ячним колесом замінено на тертя катання між гвинтом і гайкою-рейкою. Зрозуміло, що це знижує опір під час роботи рульового механізму. Як перспективу розвитку конструкції рульової системи можна розглядати застосування рейкового рульового механізму, що поступово розповсюджується на автомобільному транспорті як більш простіший за конструкцією, а отже, у обслуговуванні й ремонті.

Положення рульового приводу та коліс у повороті зазначено пунктиром. Для полегшення керування на тролейбусах застосовують підсилювачі 12 (сервоприводи рульового керування).

#### **8.4 Підсилювачі рульового керування**

Підсилювачі рульового керування повинні відповідати таким вимогам:

- зусилля включення підсилювачів при зусиллі водія повинно бути в межах  $P_v = 25 \div 50$  Н;
- зростання зусиль на рульове колесо повинно бути зі збільшенням опору повороту залежно від кута повороту («відчуття дороги» у водія). Максимальне зусилля на рульовому колесі не повинне перевищувати  $P_{Bmax} = 100 \div 150$  Н;
- мінімальне запізнення в спрацюванні й під час вмикання в дію. Слідкувальна дія, що забезпечує пропорційність зусиль і кутів повороту між рульовим колесом і керованими колесами;
- відсутність випадкових самовключень від випадкових поштовхів із боку шляху;
- можливість збереження напрямку руху РС у разі несправного підсилювача й перехід на ручне керування.

Характеристику підсилювачів подано на рисунку 8.3.

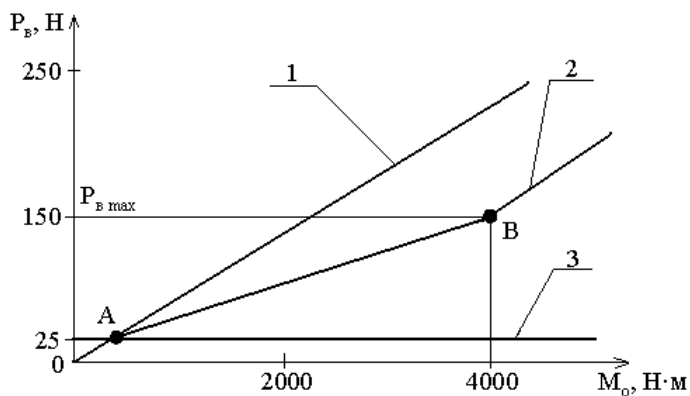


Рисунок 8.3 – Залежності зусилля водія  $P_v$  від моменту опору  $M_o$  для різних підсилювачів: 1 – залежність зусилля водія у функції моменту опору  $P_v = f(M_o)$  – без підсилювача; 2 – із підсилювачем (оптимально підібрані параметри); 3 – із підсилювачем надмірної потужності

Підсилювачі потрібно підбирати так, щоб у точці А було включення і в точці В його вимкнення. При цьому зусилля водія повинно передаватись на рульову колонку та його величина повинна забезпечувати необхідну легкість керування й створення у водія відчуття дороги. У разі надмірної потужності підсилювача (залежність 3) водій не може керувати зусиллям залежно від кута повороту керованих коліс, що перешкоджає керуванню та знижує безпеку руху. У разі недостатньої потужності характеристика буде проходити вище характеристики 2. У цьому разі водій повинен прикладати до рульового колеса надмірне зусилля для повороту, що збільшує втому водія, погіршує керування тролейбусом.

На тролейбусах старих марок (ЗіУ-5, 9ТР тощо) застосовувались підсилювачі керма, робочим тілом яких було стиснене повітря, що бралось з гальмової системи. Головним недоліком пневмопідсилювача є невисока швидкодія, оскільки повітря при стиску змінює свій об'єм [3].

Гідропідсилювачі не мають такого недоліку, вони компактніші, оскільки питомий тиск, що створюється гідросистемою дорівнює  $4\div 7 \text{ Н/мм}^2$  (40–70 бар), що більше, ніж у пневматичних системах у 10 разів, де цей тиск не перевищує  $0,6 \text{ Н/мм}^2$ .

Конструктивно, як бачимо з рисунка 8.1, підсилювачі можна розташувати окремо від рульового механізму (тролейбуси ЗіУ, ПМЗ) і в одному блоці (тро-

лейбуси чеського виробництва). Моноблочний підсилювач компактніший, але й складніший конструктивно [3].

Головні вузли (рис. 8.4) і принцип дії гідропідсилювачів:

1) блок живлення, що складається з електродвигуна (1), насоса (2), фільтра (3);

2) золотниковий розподільник зі слідкувальним механізмом (4), який регулює подачу робочого тіла до виконавчого механізму пропорційно зусиллю, прикладеному до рульового колеса.

3) виконуючий механізм – робочий циліндр (5) із силовим поршнем (6) і штоком (7), що створює допоміжні зусилля, прикладені під час повороту до кермованих коліс. Останнє реалізується шляхом опирання штока гідропідсилювача на раму тролейбуса (8).

На зупинці тролейбуса або під час руху без повороту керма циркуляція масла замикається по колу – насос, фільтр, золотник, насос. Під час повороту керма золотник відкриває доступ масла під тиском у одну з порожнин зліва (труба 10) або справа (труба 9) поршня (залежно від напрямку повороту). Зусилля передається на шток (7), що розташований на упорі (8) у рамі кузова та створює додаткове зусилля в переміщенні поздовжньої тяги. Відповідно з порожнин, де немає тиску, масло через золотниковий механізм повертається до насоса.

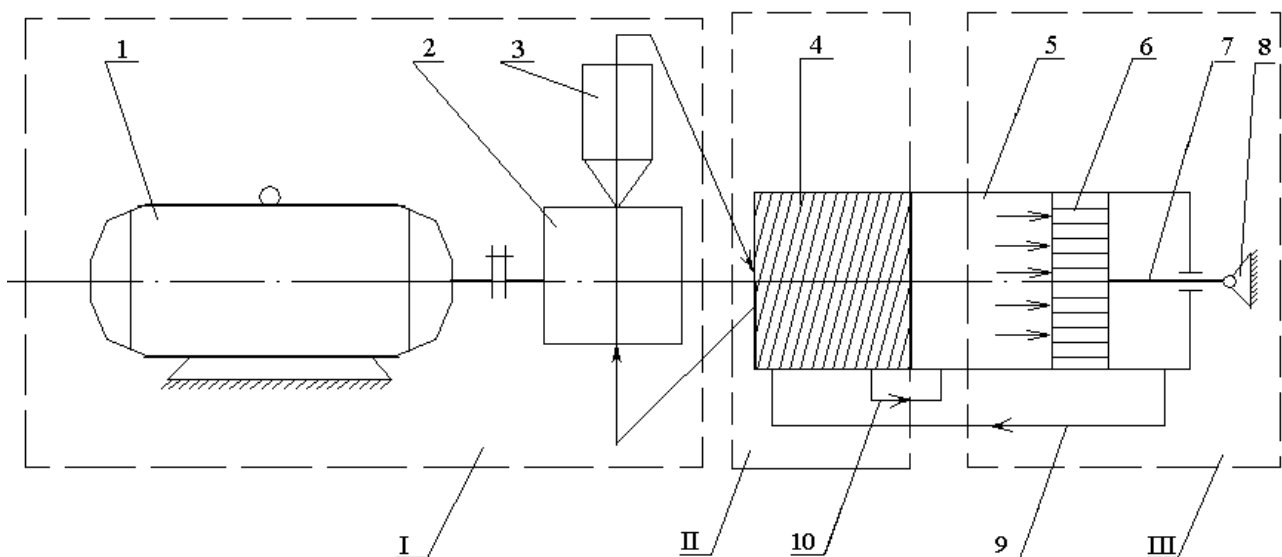


Рисунок 8.4 – Схема дії підсилювача



## 8.5 Кінематика приводу керованих коліс двовісного тролейбуса

Для того, щоб під час руху тролейбуса в повороті не допустити бокове проковзування передніх коліс по дорожньому покриттю, необхідно, щоб ліве і праве колеса в момент повороту описували дугу навколо одного миттєвого центру, але різного радіуса та повертались у одиницю часу на різні кути  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$ . Ця умова забезпечена конструкцією (розмірами) рульової трапеції.

Кут  $\varphi$  повинен мати певне значення для різного співвідношення величин  $A$ ,  $B$ ,  $m$ ,  $n$  (див. рис. 8.2). Величину кута  $\varphi$  підбирають так, щоб точка перетину обох напрямків важелів була  $b$  на відстані  $\frac{2}{3}B$  від переднього моста. При цьому із розгляду трикутника  $oac$  і  $ovd$  можна записати таке рівняння:

$$\operatorname{ctg}\alpha_2 = \operatorname{ctg}\alpha_1 + A/B, \quad (8.1)$$

де  $n$  – довжина поперечної тяги;

$A$  – відстань між шворнями (осями повороту коліс);

$B$  – база тролейбуса.

Цю умову повинна забезпечувати кінематика рульової трапеції.

Теоретичні дослідження показують, що її можна забезпечити тільки 18-ланковим шарнірним механізмом трапеції. Практично застосовують менш складний чотириланковий механізм: поперечна тяга, балка моста і два важеля цапф. При існуючому радіусі повороту проковзування практично не відчутне.

## 8.6 Головні характеристики системи рульового керування

Система рульового керування характеризується:

- а) легкістю та зручністю керування;
- б) передавальним числом;
- в) величиною кута повороту коліс;
- г) за впливом на стабільність керованих коліс (керованість);

Легкість керування характеризується моментом  $M_B$  на рульовому колесі водія під час повороту машини та його кутом повороту  $\beta$  (див. рис. 8.2).

У системі рульового керування розрізняють такі передавальні числа:

1. *Кутове* передавальне число рульового механізму 1.

$$i_{\omega_m} = \frac{d\beta}{d\Omega} = \frac{\omega_\beta}{\omega_\Omega}, \quad (8.2)$$

де  $\omega_\beta$  – кутова швидкість рульового колеса;

$\omega_\Omega$  – кутова швидкість вала сошки.

2. *Передавальне* число рульового приводу  $i_{\omega_n}$ . Воно визначається довжиною та взаємним розташуванням важелів і тяг приводу, які в процесі повертання змінюються за довжиною та приводять до зміни передавального числа. В існуючих конструкціях кутове передавальне число рульового приводу:

$$i_{\omega_n} = \frac{d\Omega}{d\alpha} = 0,85 \div 1,1, \quad (8.3)$$

де  $d\alpha$  – кут повороту керованих коліс.

*Кутове* передавальне число системи рульового керування:

$$i_\omega = i_{\omega_m} \cdot i_{\omega_n} = \frac{d\beta}{d\alpha}. \quad (8.4)$$

Зазвичай максимальний кут повороту керованих коліс не перевищує  $30\text{--}37^\circ$ , а рульового колеса  $1,5 \div 2,5$  оберти в кожен бік. При цьому  $\beta = 540 \div 900^\circ$ ,

$$i_\omega = 12,4 \div 24$$

*Силове* передатне число:

$$i_c = \frac{M_o}{M_B} = \frac{\sum M_{o_i}}{M_B}, \quad (8.5)$$

де  $M_{o_i}$  – момент опору повороту  $i$ -го керованого колеса;

$M_B$  – момент на валу рульового колеса (водія).

$$i_c = \eta_{PK} \cdot i_\omega, \quad (8.6)$$

де  $\eta_{PK}$  – ККД системи рульового керування.

## 8.7 Розрахунок головних елементів системи рульового керування на міцність

Розрахунок передбачається вести від зворотного, тобто за розрахункове брати не максимальне зусилля на рульовому колесі, а максимальне зусилля на керованих колесах. Ним є сила, що виникає в режимі гальмування, тобто дотична сила гальмування  $V_d$  (рис. 8.5):

$$V_d = G_k \Psi, \quad (8.7)$$

де  $G_k$  – вертикальне навантаження на колесо з урахуванням основного навантаження (вагового) і додаткового, тобто під час руху в кривій, під час динамічного навантаження, від сил інерції та від зусиль на схилі та під час гальмування [12];

$\Psi$  – коефіцієнт зчеплення. Для фрикційної пари «гума – дорога»  $\Psi=0,4 \div 0,8$ .

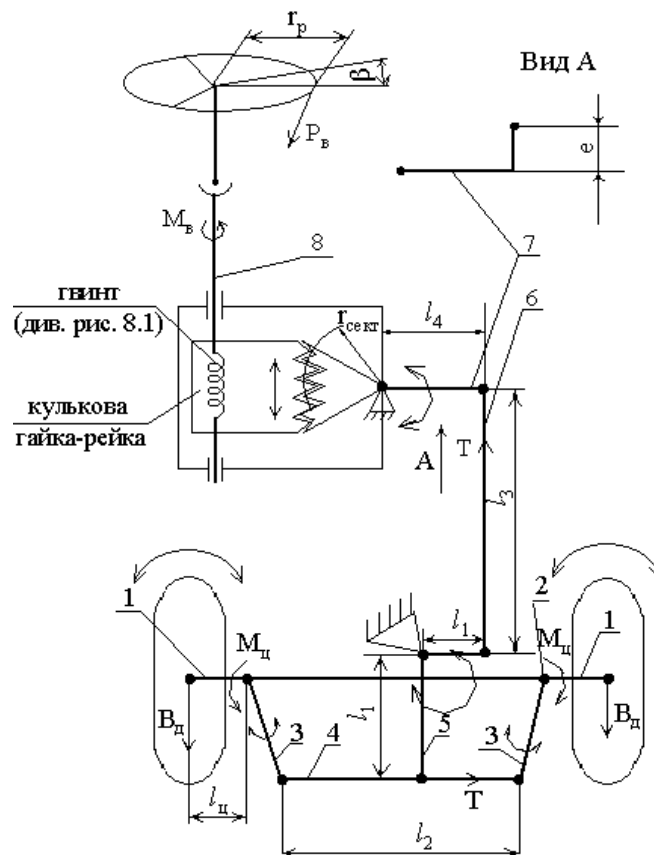


Рисунок 8.5 – Схема до розрахунку рульового керування на міцність

Гальмівна сила  $B_d$  створює відносно осі повороту цапфи (1), якою є шворінь (2), момент цапфи  $M_{ц} = B_d l_{ц}$ .

Коли на обидва передніх колеса діють однакові гальмівні сили  $B_k$ , на важелі (3) поворотальних цапф (1) діють однакові моменти  $M_{ц}$  і напруження діють тільки в деталях рульової трапеції.

У разі повороту коліс умова рівності моментів  $M_{ц}$  порушується та поперечна тяга (4) навантажується силою  $T$ . Вона буде максимальною, коли гальмує тільки одне колесо. Тоді

$$T = \frac{M_{ц}}{l_1} = \frac{B_d l_{ц}}{l_1}, \text{ кН} \quad (8.8)$$

#### 1 Розрахунок поперечної рульової тяги

Поперечна рульова тяга діє на два види деформації – розтяг і поздовжній згин.

Напруження розтягу:  $\sigma = \frac{T}{F}$ , мПа,

де  $F$  – площа перерізу тяги діаметром  $D$  (зазвичай труби),  $\text{мм}^2$ .

Напруження на поздовжній згин (стійкість), що виникає у разі стиску стрижнів великої довжини, розраховують за формулою Ейлера:

$$\sigma_c = \frac{T_c}{F} = \frac{\pi^2 EJ}{l_2^2 F}, \text{ мПа}, \quad (8.9)$$

де  $T_c$  – критичне поздовжнє зусилля на стійкість;

$E$  – модуль пружності матеріалу тяги  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ ;

$J$  – момент інерції перерізу тяги діаметра,  $D$ , мм,  $J = \frac{\pi D^4}{64}$ ,  $\text{мм}^4$ .

#### 2 Розрахунок важелів.

Важелі 3,5 діють на згин, напруження при якому розраховують за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{ц}}{W_3}, [\text{мПа}], \quad (8.10)$$

де  $M_{ц}$  – момент згину;

$W_3$  – момент опору згину (залежить від конструкції важелів)

3 Розрахунок поздовжньої тяги (6) ведуть як і поперечної – з урахуванням її довжини  $l_3$ .

4 Розрахунок сошки (7) (важеля рульового механізму).

Рульова сошка діє на деформацію згину й кручення. Напруження згину сошки в небезпечному перерізі на відстані  $l_4$  від точки прикладення сили  $T$ :

$$\sigma_{zc} = \frac{Tl_4}{W_3}, [\text{МПа}]. \quad (8.11)$$

Напруження кручення від ексцентриситету «е» прикладення сили  $T$ :

$$\tau_c = \frac{Te}{W_k}, [\text{МПа}], \quad (8.12)$$

де  $W_3$  і  $W_k$  – моменти опору на згин і кручення небезпечного перерізу сошки (зазвичай еліптичного перерізу).

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{zc}^2 + 3\tau_c^2}, \text{ МПа}. \quad (8.13)$$

5 Розрахунок рульового валу 8.

Напруження кручення: 
$$\tau_b = \frac{M_b}{W_k}, [\text{МПа}], \quad (8.14)$$

де  $M_b$  – момент на валу керма від дії коліс

$$M_b^1 = \frac{Td_{p.b.} \cdot \varphi_{p.m.}}{i_{\omega_m}}, \quad (8.15)$$

де  $W_k$  – момент опору валу на кручення – див. (7.7);

$\varphi_{p.m.}$  – ККД рульового механізму;

$i_{\omega_m}$  – передавальне число рульового механізму.

З другого боку момент, що діє від водія, дорівнює  $M_b^1 = P_b r_p$ ; при силі водія  $P_b \leq 400 \text{ Н}$  і радіусі  $r_p$  рульового колеса.

Тоді можна розрахувати коефіцієнт підсилення підсилювача  $K = \frac{M_b}{M_b^1}$ .

Розрахункові механічні напруження не повинні перевищувати максимально допустимі значення для матеріалу деталей (зазвичай  $[\tau] \approx [\sigma] \approx 160 \text{ МПа}$ ).

## 8.8 Керованість ТЗ

*Керованість* – це здатність РС стійко зберігати прямолінійний рух чи швидко і з невеликим зусиллям змінювати напрямок руху.

Для забезпечення керованості використовують чотири головних фактори:

- 1) сили тертя в рульовому механізмі;
- 2) вагову стабілізацію керованих коліс;
- 3) стабілізаційний фактор бокової реакції опорної поверхні шляху на дію бокових сил;
- 4) стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс.

### 1 Сили тертя в рульовому механізмі.

Рульовий механізм виконують на межі зворотності, тобто здатним легко передавати зусилля керування від рульового колеса до керованих коліс, але не передавати зворотних зусиль від цих коліс до рульового керування та перешкоджати повороту коліс під дією на них випадкових сил із боку нерівностей шляху.

З цією метою нарізку на гвинті рульового механізму виконують з малим кутом підйому ниток  $\alpha = 8-10^\circ$ . Отже, потрібний ефект забезпечується великим передавальним числом рульового механізму (10–15).

### 2 Вагова стабілізація керованих коліс.

Шворінь (2) цапфи (1) керованого колеса повинен мати нахил у поперечній площині на кут  $\beta$  – кут поперечного нахилу шворня (рис. 8.6).

Колесо з цапфою (1) при виводі з положення руху «прямо» повертається навколо шворня (2) в шарнірі (3) балки (4). Воно повинно було б опускатись у площині  $m-m$ , перпендикулярній осі шворню, під рівень площини шляху на висоту  $h$ . При цьому з'являється стабілізуючий момент  $M_{\text{ст } \beta}$ , що прагне повернути колесо в нейтральне положення, при якому центр ваги машини займає нижнє найбільш стійке положення. Момент  $M_{\text{ст } \beta}$  зростає зі збільшенням кутів  $\alpha, \alpha''$  повороту керованих коліс.

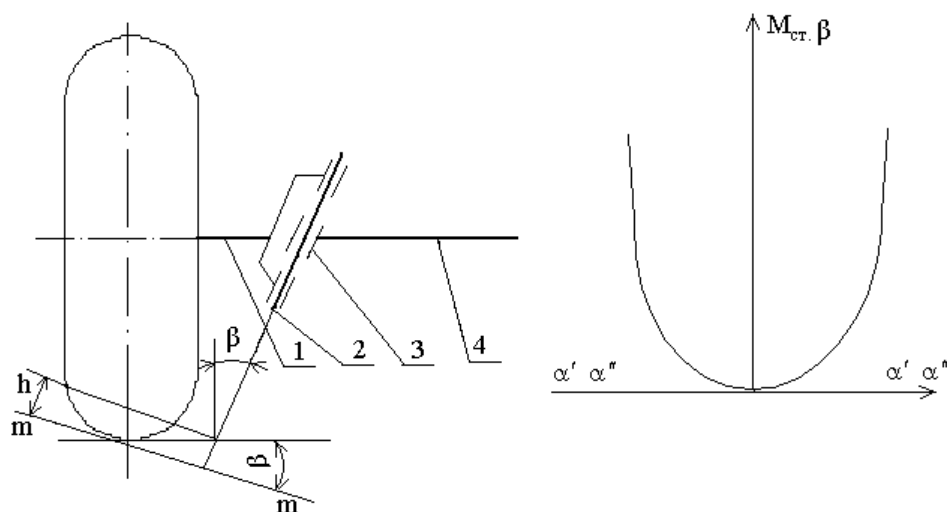


Рисунок 8.6 – Схема й характеристика вагової стабілізації керованих коліс

3 Стабілізаційний фактор бокової реакції опорної поверхні шляху на дію бокових сил.

Для використання фактора бокової реакції шляху на бокову силу керованих коліс створюють кут  $\gamma$  нахилу шворню (2) у поздовжній площині – кут поздовжнього нахилу шворню (рис. 8.7).

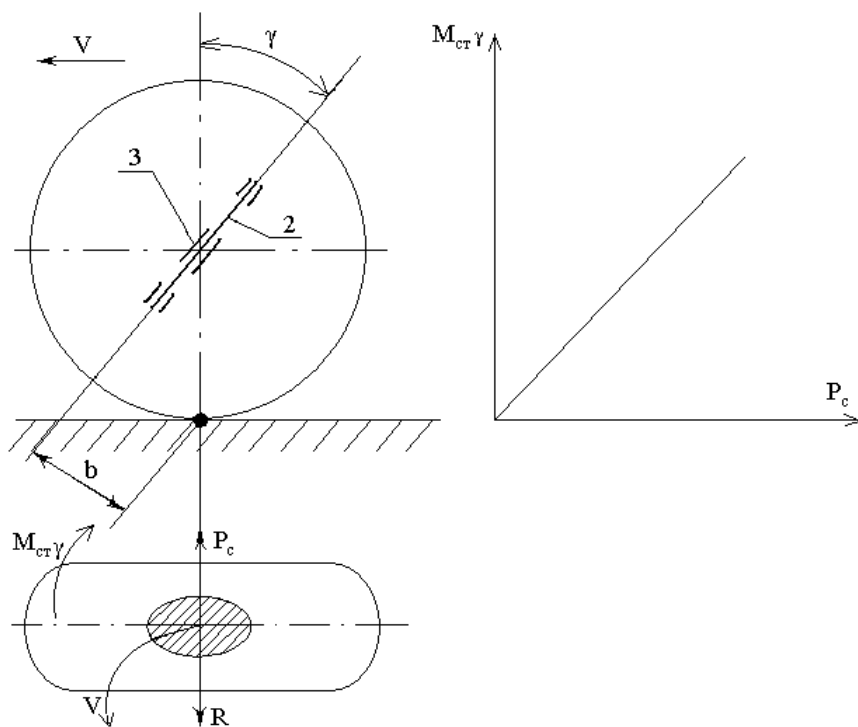


Рисунок 8.7 – Схема й характеристика бокової стабілізації керованих коліс

У разі відхилення керувального колеса в напрямі стрілки  $V$  з'являється відцентрова сила  $P_c$ , що діє на машину й викликає бокову опорну реакцію  $R$  керованих коліс. За наявності кута  $\gamma$  бокова реакція  $R$  створює відносно осі шворня на плечі «в» стабілізувальний момент  $M_{c\gamma} = Rv$ , що прагне повернути колесо в нейтральне положення. Цей момент пропорційний силі  $P_c$  (графік справа).

4 Стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс

Спеціальна установка керованих коліс передбачає установку коліс під кутами розвалу  $\alpha$  та сходження  $\delta$  (рис. 8.8).

Кут розвалу  $\alpha$  – це кут нахилу колеса в поперечній площині. Кут  $\alpha$  підвищує легкість керування та зменшує навантаження деталей рульового приводу, оскільки за допомогою нього скорочується з «а'» до «а» плече сили керування  $P_{кер}$ , і, відповідно моменту керування  $M_{кер} = P_{кер}a$  керованих коліс.

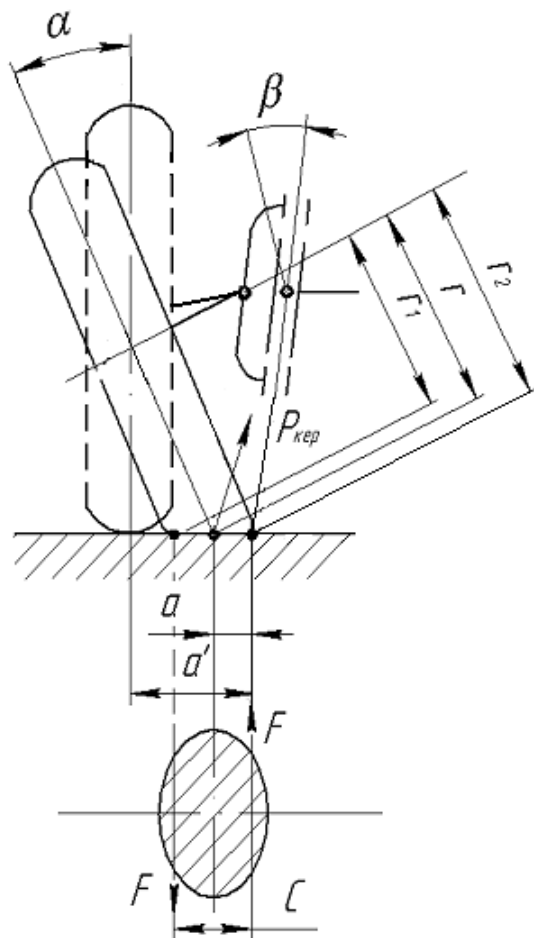


Рисунок 8.8 – Схема сил у разі розвалу коліс



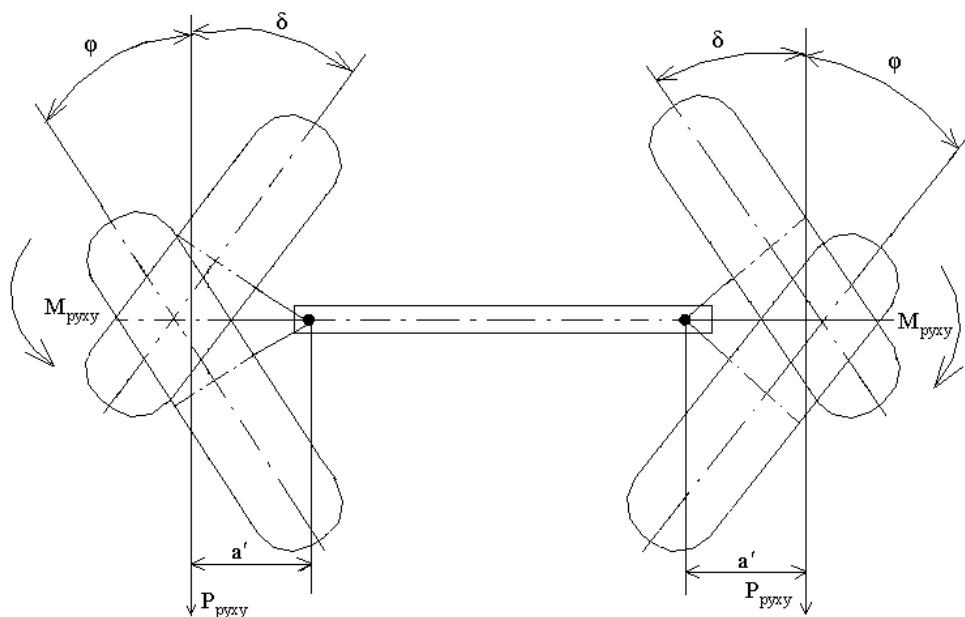


Рисунок 8.9 – Схема силових факторів під час сходження керованих коліс

Але внаслідок розвалу коліс виникає нерівномірність у розподіленні питомих тисків у зоні контакту колеса з шляхом і з'являється циркуляція паразитних потужностей між його зрізами, що мають різні радіуси  $r_1$  і  $r_2$ . Якщо прийняти, що за радіусом  $r$  кочення відбувається без ковзання, то зрізи з радіусами  $r_1$  і  $r_2$  повинні проковзувати (по  $r_1$  – юзувати, по  $r_2$  – буксувати). У наслідок цього з'явиться сила тертя  $F$  і її момент  $M_F = F \cdot c$ , який прагне повернути колесо навколо шворня. Останнє через наявність люфтів, розводить колеса та створює кут розходження  $\phi$  (рис. 8.9). До цього ж призводять сили опору руху  $P_{руху}$ , що прикладені в місці контакту коліс зі шляховим покриттям. Вони створюють відносно осей шворнів моменти опору руху  $M_{руху}$ . Керовані колеса, працюючи під кутом  $\phi$  розходження, мають підвищене проковзування та зношення гуми. Це створює додатковий опір руху. Для ліквідації такого явища задають кут керованих коліс  $\delta$  – це кут установки коліс у горизонтальній площині – кут сходження. Величина останнього залежить від сили опору руху, яка зі свого боку, залежить від швидкості руху. Отже, кут сходження підбирається для найбільш вірогідних швидкостей руху машини.

Напружене становище в контакті коліс зі шляхом, і опір коченню керованих коліс залежить від співвідношення кутів  $\alpha$  і  $\delta$ . Оптимальний кут сходження

$\delta$  становить 15÷20 % від кута розвалу  $\alpha$ . Його дію збільшують, ураховуючи зазори й пружність елементів рульового приводу.

## 8.9 Стійкість

Критична швидкість руху тролейбуса з перекидання при русі в кривій  $R = 50$  м становить 75 км/год, тобто вище реалізованих швидкостей. Це означає, що небезпечніше занесення осей тролейбуса під час руху на повороті чи на прямій з поганим зчепленням (ожеледь, бруд). Частіше зустрічається занесення ведучих осей, вони реалізують силу тяги. Вони сприймають значно меншу бічну силу та починають ковзати раніше керованих осей. Іноді можливе занесення керованих осей, але він, як буде показано, менш небезпечний [9].

На ведучий міст під час руху тролейбуса на повороті діє вертикальне навантаження  $G$  і бічна сила  $P_6$  (рис. 8.10). Бічне ковзання ведучої осі починається, коли обидві результуючі реакції правого  $R'_2$  і лівого  $R''_2$  ведучих коліс досягають значень сил зчеплення  $\phi_1 Z'_2$  і  $\phi_1 Z''_2$ . У цьому разі бічні навантаження коліс:

$$(Y')^2 = (\phi Z')^2 - (P'_d)^2, \quad (8.16)$$

$$(Y'')^2 = (\phi Z'')^2 - (P''_d)^2, \quad (8.17)$$

де  $Y', Y''$  – бічні реакції, що діють відповідно на внутрішнє (1) і зовнішнє (2) ведучі колеса;

$\phi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою під час бічного ковзання, прийнятий, зазвичай таким, що дорівнює коефіцієнту зчеплення в площині кочення  $\psi$  (див. п. 5.3.3);

$P'_d, P''_d$  – дотичні сили тяги, реалізовані зовнішніми та внутрішніми колесами.

З огляду на те, що тяговою передачею забезпечується рівність сил тяги, реалізованих ведучими колесами, тобто  $P''_d = P'_d$  і віднімаючи (8.17) із (8.16) одержимо умову виникнення занесення ведучої осі.

$$(Y')^2 - (Y'')^2 = \phi^2 [(Z')^2 - (Z'')^2]$$

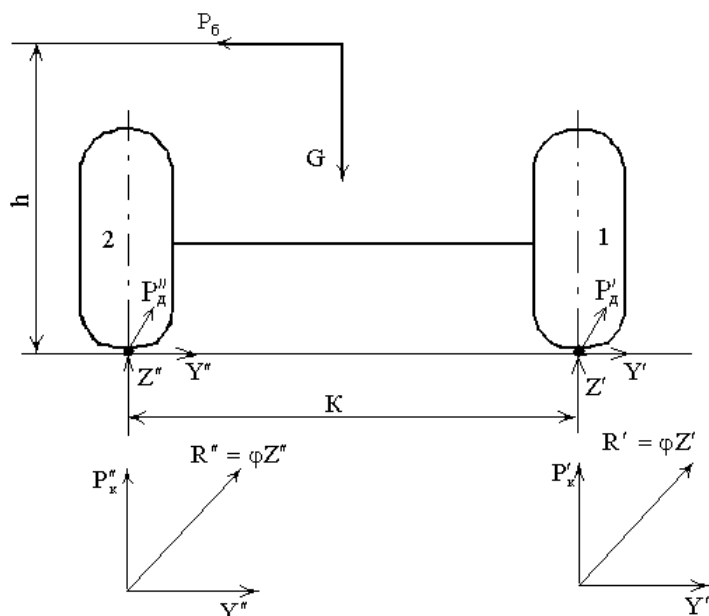


Рисунок 8.10 – Схема й характеристики силових факторів під час руху тролейбуса в кривій

У разі одночасного занесення всіх осей машини ця умова має вигляд:

$$P_6 = \frac{GV_{\max}^2}{gR} = \phi G \text{ або } \frac{V_{\max}^2}{R_{\pi}} = \phi g, \quad (8.18)$$

де  $V_{\max}$  – швидкість руху в момент початку занесення;

$R_{\pi}$  – радіус повороту.

Коефіцієнт поперечної стійкості:

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{P_6}{G} = \frac{K}{2h}, \quad (8.19)$$

де  $K$  – колія;

$h$  – висота прикладення сил  $P_6$ ,  $G$ .

Порівнюючи вираз коефіцієнта поперечної стійкості (8.19) з виразом (8.18) можна визначити умови, при яких бічне ковзання починається раніше перекидання:

$$\phi < \frac{K}{2h} \text{ або } \phi < \eta_{\text{ст}} \quad (8.20)$$

Бічне ковзання ведучої осі під час гальмування тролейбуса починається з прослизання (юза) її внутрішнього колеса чи одночасного блокування обох ко-

ліс. Бічне ковзання осей під час розгону починається з прослизання (буксування) внутрішнього чи одночасно обох коліс.

### **Контрольні запитання**

- 1 Які головні вимоги висувають до рульового керування?
- 2 Які головні класифікаційні ознаки системи рульового керування?
- 3 За якими характеристиками оцінюється рульове керування?
- 4 Що таке кутове та силове передавальні числа рульового керування?
- 5 З яких елементів складається рульовий привод?
- 6 Які вимоги висувають до підсилювачів рульового керування?
- 7 Які існують кути установки керованих коліс?
- 8 Яке призначення має установка коліс під кутами розвалу та сходження?
- 9 Що таке вагова стабілізація керованих коліс?
- 10 У чому полягає позитивний вплив сил тертя в рульовому механізмі?
- 11 Яке призначення підсилювачів рульового керування, їх конструкція?
- 12 Які недоліки та переваги в дії пневмо- і гідروпідсилювачів?
- 13 Яку конструкцію має рульове керування, який його принцип дії та призначення елементів?
- 14 На які види деформацій розраховують окремі елементи системи рульового керування в процесі оцінки їхньої міцності?
- 15 Як розрахувати поперечну рульову тягу на міцність?
- 16 Який порядок розрахунку сошки на міцність?

## **9 ТЯГОВА ПЕРЕДАЧА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

### **9.1 Призначення тягової передачі (ТП)**

Тягова передача (далі - ТП) – це комплекс обладнання, що призначене для передачі механічної енергії від тягового електродвигуна (далі - ТЕД) на ведучі колеса.

Тягова передача й колеса належать до механічної частини тягового приводу – це, зазвичай, складний механізм, що потребує значних витрат у процесі виробництва, експлуатації та ремонту, а розвинуті в ньому динамічні явища відрізняються високою інтенсивністю та їхні наслідки можуть призводити до зниження надійності РС і безпеки руху.

### **9.2 Умови роботи ТП**

Тягові передачі:

- 1) підпадають під дію великих динамічних навантажень, що виникають між колесом і колією, значних коливань надресорної будови, буксування;
- 2) тривалий час перебувають під дією снігу, пилу, вологості;
- 3) мають обмежені габарити й важкодоступні місця під підлогою кузова.

Ці умови обумовлюють низку головних вимог до ТП як конструкційних, так і експлуатаційних.

### **9.3 Вимоги до ТП:**

- 1) забезпечення необхідної під час руху РС свободи переміщень ведучого моста або колісної пари відносно рами візка чи кузова, на яких укріплений ТЕД;
- 2) забезпечення оптимальної швидкості обертання якоря ТЕД і, відповідно, високого ККД передачі, можливість реалізації значних передаточних чисел при мінімальних розмірах редуктора;
- 3) необхідність поглинати частку енергії коливань, що діють у ТП;
- 4) простота конструкції, мінімальна маса невіддресорених частин, малі габарити, низька енергомісткість і трудомісткість при виготовленні та експлуатації, ремонтнопридатність, контролепридатність, відносно низька вартість виготовлення механізмів і пристроїв;

- 5) допускати таке розташування ТЕД, при якому вони легкодоступні для огляду й ремонту та захищені від снігу, пилу, вологи;
- 6) пружно зв'язувати якір ТЕД з ведучими колесами;
- 7) забезпечувати високі показники надійності;
- 8) відсутність шуму зокрема у разі передачі великих значень обертального моменту і при значних швидкостях обертання якоря тягового електродвигуна.

## 9.4 Класифікація ТП

Класифікацію ТП можна проілюструвати такою структурною схемою (рис. 9.1).

Зі схеми видно, що ТП класифікуються за декількома головними класифікаційними ознаками:

### 9.4.1 За кількістю колісних пар, що приводяться

Тягова передача *індивідуальних приводів* – це передача, коли крутний момент передається на кожну КП від свого ТЕД. Позитивними властивостями таких приводів є більш висока надійність, малі габарити щодо висоти, що дає змогу використовувати колеса меншого діаметру, а отже понижений рівень підлоги, застосовувати простішу тягову передачу.

*З-поміж недоліків індивідуальних ТП можна виокремити* – низький коефіцієнт використання зчепленої ваги найменш навантаженої (лімітувальної) осі. Це може призвести до підвищеної вірогідності юзу й буксування, а отже втрати сили тяги, підвищеного зносу коліс і рейкової колії. Вартість і маса ТЕД у розрахунку на вісь вища, ніж при груповому приводі. На міському транспорті індивідуальні приводи застосовують частіше, ніж групові.

Тягова передача *групових приводів* – це передача, коли крутний момент від одного двигуна передається на дві й більше КП. Це відбувається шляхом використання передавальних механізмів особливої конструкції: редукторами з декількома вихідними валами, роздавальними коробками тощо. У групових приводах недоліки індивідуальних приводів усунуті, значно покращені протибуксовочні характеристики, хоча це викликало необхідність ускладнення конструкції тягової передачі.

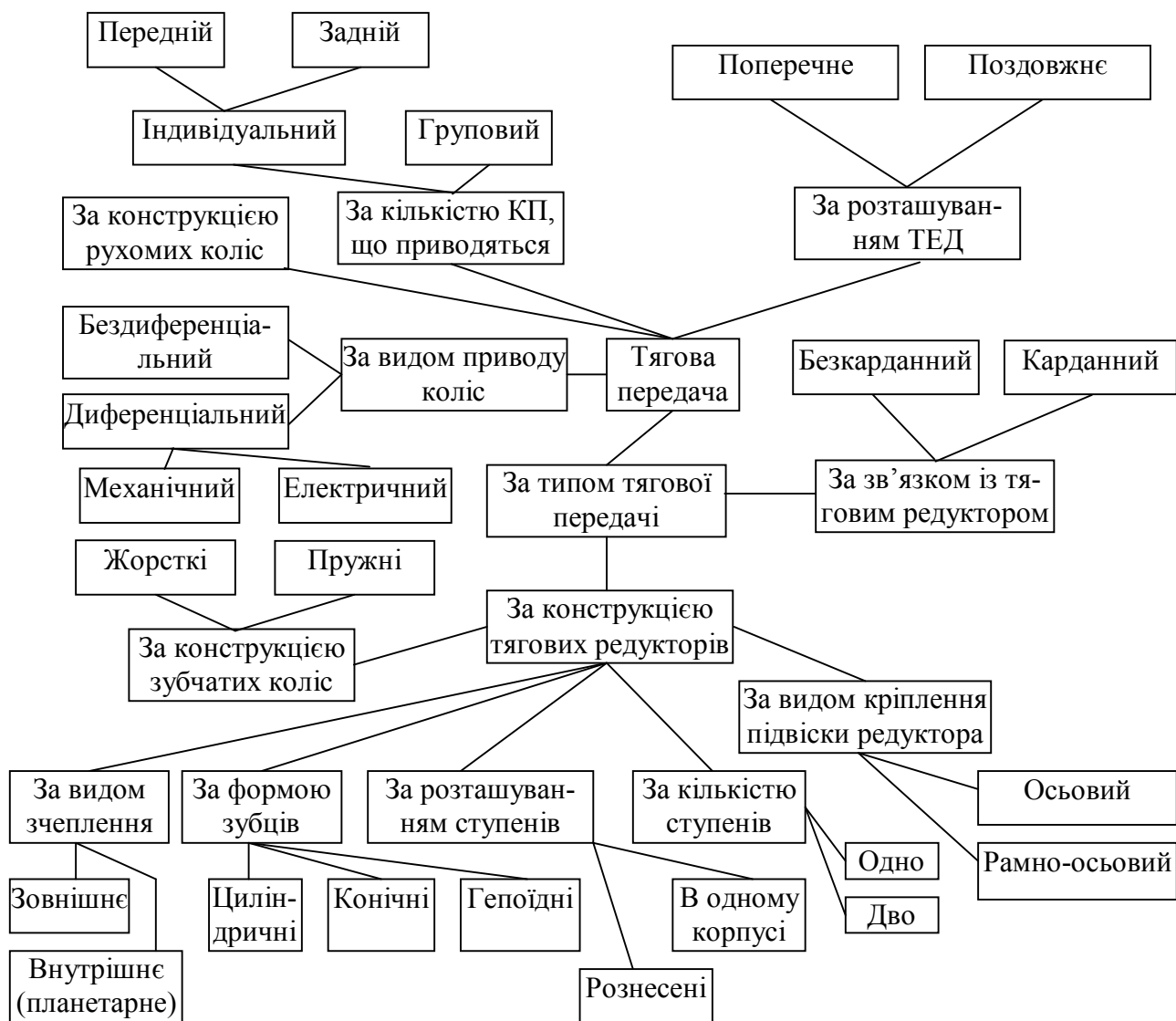


Рисунок 9.1 – Структурна схема класифікації тягової передачі

**9.4.2 За розташуванням ТЕД** – дивись у розділі 5 «Конструкція візків».

**9.4.3 За конструкцією зв'язку з тяговим редуктором** тягову передачу поділяють на безкарданну й карданну.

Безкарданний зв'язок застосовують тоді, коли двигун розташований у поперечному напрямі (див. розділ «Конструкція візків»). У цьому разі крутний момент передається через редуктор прямо на вісь колісної пари, на якій закріплено відоме зубчасте колесо. Таку конструкцію застосовано в трамваях старих модифікацій і вагонах метро.

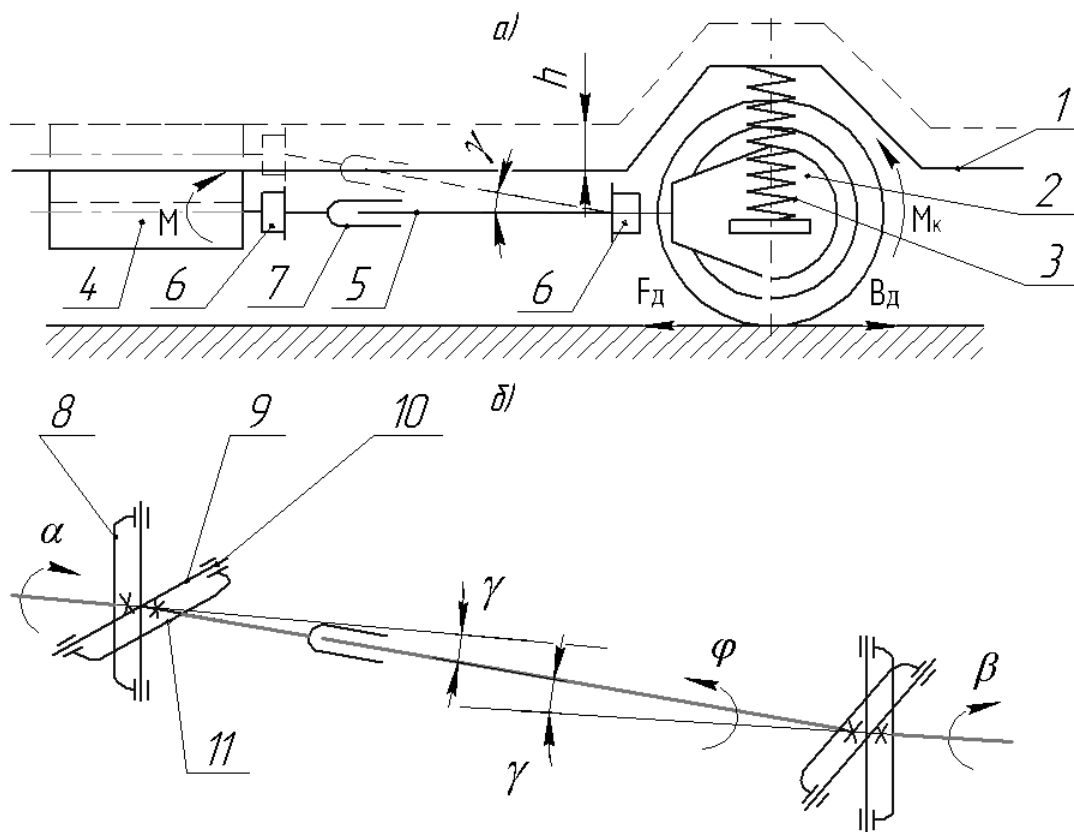


Рисунок 9.2 – Схема роботи карданної передачі (а) та її кінематика (б)

Карданний зв'язок застосовують, коли ТЕД розташовано під кузовом тролейбуса чи на візку трамваю поздовжньо, а колеса приводяться в рух від редуктора, розташованого на ведучій осі. Взаємне розташування валів ТЕД і редукторів не залишається постійним, оскільки між кузовом (1) тролейбуса чи рамою візку трамваю (рис. 9.2, а) і редуктором (2) є пружний зв'язок (3). Для врахування вертикальних переміщень між ТЕД (4) і редуктором установлюють карданний вал (5), тобто пристрій, що передає крутний момент між валами, розташованими співосно чи під кутом  $\gamma$  і змінюючими взаємне розташування в певних межах залежно від розміру нерівностей шляху. Для компенсації кутових зміщень ( $\gamma$ ) у карданному валі є два карданних шарніра (6), а для компенсації лінійних зміщень – шліцьове з'єднання (7). Карданний шарнір (6) – кардан (справа), складається з хрестовини (9), яка через підшипники (10) з'єднана з вилкою (11) вала. До валів ТЕД і редуктора карданний вал закріплюють фланцевими муфтами. Крутний момент ( $M$ ), що передається від двигуна на колеса, реалізують у вигляді дотичної сили тяги  $F_d$  чи сили гальмування  $B_d$  через зчеплення



коліс зі шляховим покриттям.

#### **9.4.4 Класифікація тягових передач за конструкцією тягового редуктора**

Як відомо, міцність, габаритні розміри, маса, ступінь використання конструкційних матеріалів електродвигунів, пропорційні швидкості обертання якоря. Останню завжди приймають максимальною за умов механічної міцності й комутаційної стійкості ( $n_{\max} = 4000$  об/хв.). Наприклад, тролейбусні двигуни типів ДК-207ГЗ і ДК-210АЗ мають  $n = 3900$  об/хв. Оскільки швидкість колеса менша, ніж якоря електродвигуна, потрібен редуктор із передавальним числом  $i > 1$ , тобто, призначення тягового редуктора – зниження швидкості обертання вала ТЕД із пропорційним збільшенням крутного моменту. Так, у тягового редуктора вагона метро  $i = 5,5$ ; трамвая КТМ-5М –  $i = 6,15$ , тролейбуса ЗіУ-9 –  $i = 11,4$  [7].

Отже, редуктор тягової передачі становить пристрій, що збільшує крутний момент, переданий від тягового електродвигуна до рухомих коліс. Редуктори конструктивно забезпечують передачу крутного моменту співвісним валам чи валам, установленим під кутом один відносно іншого найчастіше під  $90^\circ$ .

Тягові передачі, що застосовуються на рухомому складі міського електричного транспорту, можуть містити в собі один центральний (рис. 9.3, а ,б) чи декілька (центральний і колісні) редукторів. Останні можуть бути з зовнішнім зчепленням (рис. 9.3, в) і з внутрішнім (рис. 9.3, г), так звані планетарні [2] (докладніше дивись далі).

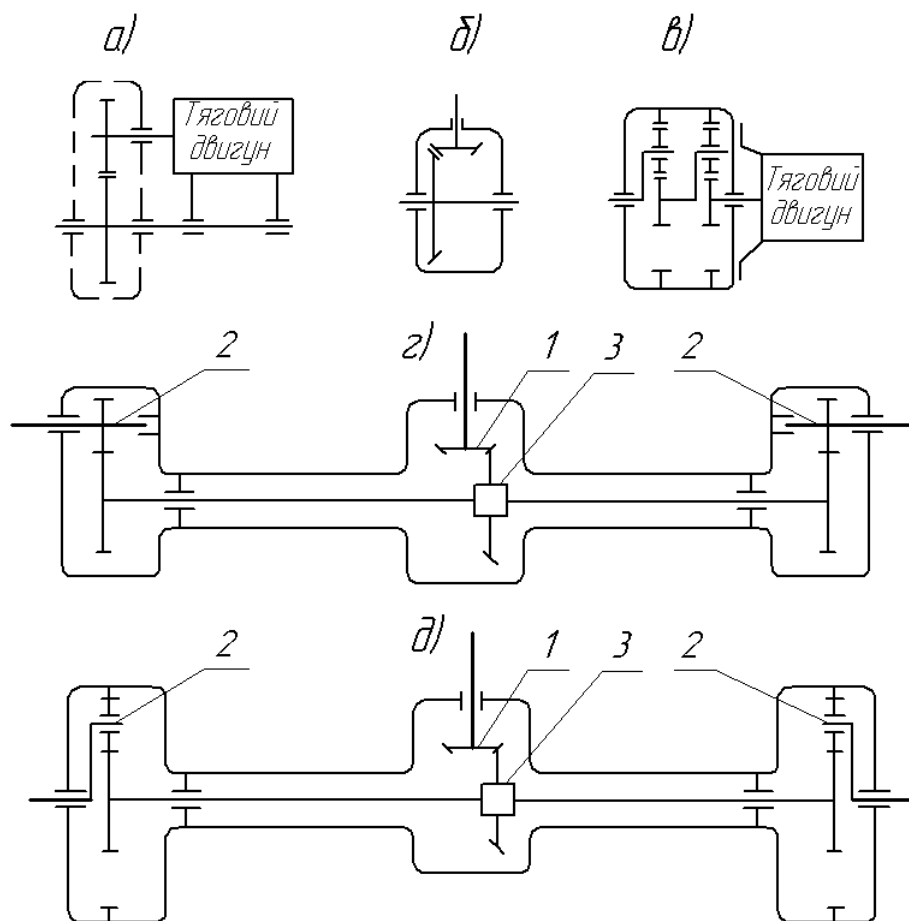


Рисунок 9.3 – Головні схеми розташування редукторів тягових передач:

- а – центральні одноступеневі у разі поперечного розташування тягового двигуна (вагон метрополітену); б – центральні конічні (гепоїдні) у разі поздовжнього розташування тягового двигуна (трамваї різних марок); в – мотор-колесо; г – центральні й колісні (бортові) з зовнішнім зчепленням (тролейбус 9ТР); д – центральні й колісні з внутрішнім зчепленням (мости угорської системи RABA), планетарні; 1 – центральний редуктор; 2 – колісний редуктор; 3 – диференціал

Редуктори тягових передач електричного рухомого складу, крім загальних вимог довговічності, надійності в експлуатації, простоти конструкції і технічного обслуговування, повинні з погляду спеціальних вимог, забезпечувати:

- 1) необхідну величину передавального числа для реалізації найкращих тягових якостей електродвигуна;
- 2) можливо менші габарити за висотою, що забезпечують передачу необ-

хідних потужностей;

3) безшумність у роботі;

4) високий ККД.

#### 9.4.5 Класифікація тягових передач за наявністю диференціальних механізмів

Згідно з рисунком 9.1, на міському транспорті застосовуються два види приводу коліс – *бездиференціальний і диференціальний*. Простіший за конструкцією – *бездиференціальний* – це привід, у якому два колеса жорстко укріплені на осі колісної пари. Такий привід застосовують на рейковому транспорті.

На безрейковому транспорті застосовують диференціальний привід – коли вісь колісної пари розділена на дві півосі, а між ними встановлюють диференціал. *Диференціалом тягової передачі* називають механізм, що забезпечує заданий (зазвичай – рівномірний) розподіл крутного моменту між ведучими колесами під час їх кочення без буксування. Це необхідно у разі повороту й руху нерівностями шляху, коли колеса проходять різні відстані.

Принцип дії диференціального механізму можна розглянути з принципової схеми на рисунку 9.4.

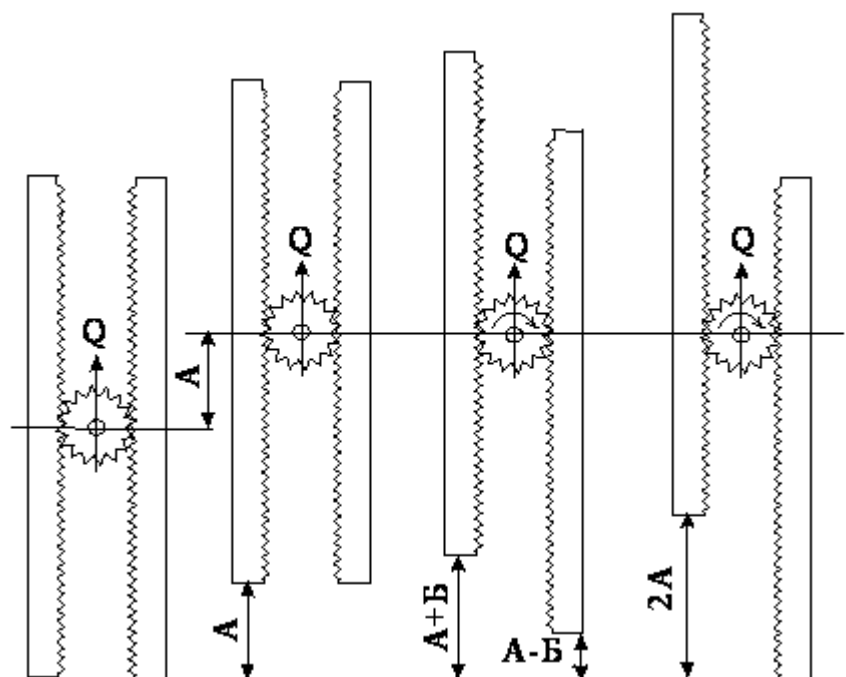


Рисунок 9.4 – Схема принципу дії диференціала

Використовують два зубчасті колеса ліве і праве, що належать кожне своєму рухомому колесу. На схемі зубчасті колеса зображені в розвернутому вигляді, а між ними шестерня (сателіт), що входить у зачеплення з обома колесами. Під дією сили  $Q$  й однакових умовах зчеплення ведучих коліс тролейбуса сателіт, не обертаючись навколо своєї осі розклинює зубчасті колеса, що переміщуються однаково, у цьому разі на величину  $A$ . Якщо умова зчеплення з дорогою між ведучими колесами відрізняється (рух у повороті або з пробуксовуванням одного з коліс), тоді одне (наприклад, ліве) починає випереджати інше на величину  $B$ . При цьому сателіт починає провертатись навколо своєї осі та праве зубчасте колесо втрачає переміщення на ту саму величину  $B$ . На останній схемі зображено випадок повної втрати зчеплення лівим колесом.

Указаний принцип дії диференціала реалізований у конструкціях ведучих мостів більшості типів безрейкового транспорту, зокрема і в конструкції найбільш розповсюдженого на Україні заднього моста тролейбуса ЗіУ-9 угорської системи “RABA”[2,3]. Кінематична схема такого моста наведена на рисунку 9.5.

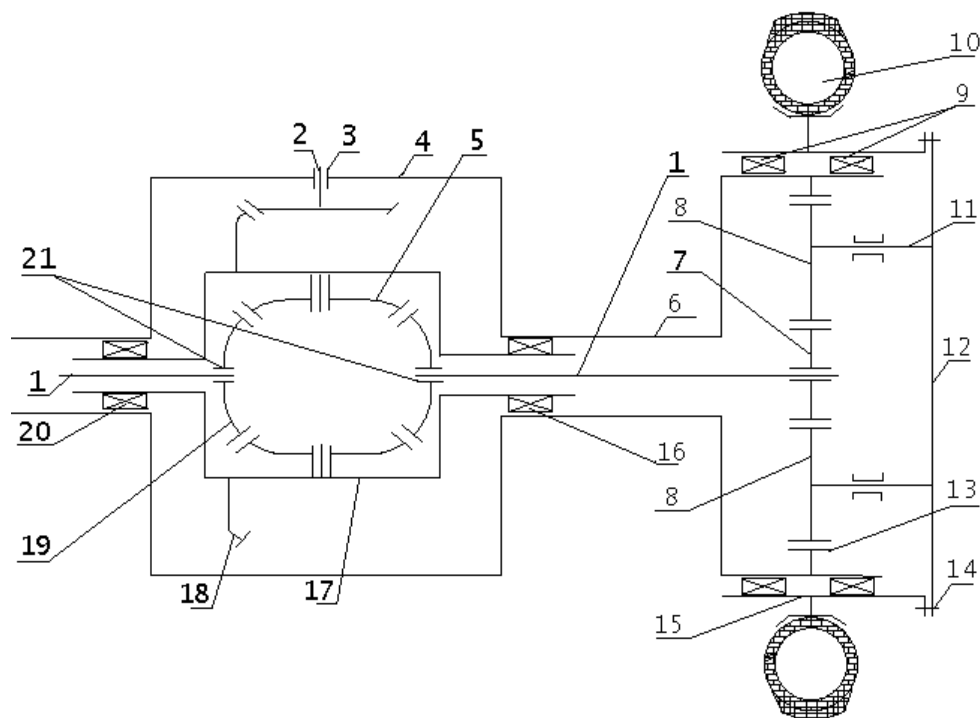


Рисунок 9.5 – Кінематична схема тягової передачі ЗіУ-9

Ведуча шестерня (2) центрального редуктора з'єднана за допомогою карданного вала з ТЕД і встановлена на підшипниках (3) у картері (4). Редуктор закріплено на балці (6) ведучого моста. Зубчасте колесо (18) закріплено на диференціальній коробці (17), яка встановлена на підшипниках (16), (20) у картері редуктора. Механізм диференціалу складається з хрестовини, на чотирьох шипах якої насаджені сателіти (5), і двох півосьових шестерень (19), зв'язаних шліцьовими втулками (21) із півосями (1). Шипи хрестовини закріплені в диференціальній коробці (17). Тому зубчасте колесо (18) обертається разом із диференціальною коробкою та диференціальним механізмом. Сателіти (5) поділяють навантаження, що передається на них від коробки диференціала, порівну між півосьовими шестернями (19) правого й лівого ходових коліс (10), встановлених на маточинних підшипниках (9), і визначають рівняння крутних моментів, що передаються на рухомі колеса.

У цьому разі піввісь (1) передає від центрального редуктора крутний момент на сонячну шестерню (7), що перебуває в зачепленні з трьома сателітами 8 і коронною шестернею внутрішнього зачеплення (13). Сателіти (8) передають крутний момент із сонячної шестерні через валики (11) на водило (12), зв'язане болтовим кріпленням (14) з маточиною (15) ведучого колеса.

У разі повороту екіпажу вліво, ліва піввісь затримує своє обертання, а права буде обертатися швидше. Одночасно збільшиться швидкість обертання правої півосьової шестерні та, відповідно, зменшиться кількість обертів лівої півосьової шестерні. При цьому сателіти будуть обертатися навколо своєї осі з якоюсь кількістю обертів.

Тоді приріст кількості обертів півосі можна знайти за формулою

$$\Delta n = n_c \frac{Z_c}{Z_{ш}}, \quad (9.1)$$

де  $Z_c$  – кількість зубців сателітів;

$n_c$  – частота обертання сателітів;

$Z_{ш}$  – кількість зубців півосьової шестерні.

Кількість обертів півосей будуть мати такі значення:

$$\text{- правої } n_{\text{п}} = n_{\text{к}} + \Delta n = n_{\text{к}} + n_{\text{с}} \frac{Z_{\text{с}}}{Z_{\text{ш}}};$$

$$\text{- лівої } n_{\text{л}} = n_{\text{к}} - \Delta n = n_{\text{к}} - n_{\text{с}} \frac{Z_{\text{с}}}{Z_{\text{ш}}}.$$

Склавши ліві та праві частини рівнянь, знайдемо:

$$n_{\text{п}} + n_{\text{л}} = 2n_{\text{к}}, \quad (9.2)$$

тобто сума кількості обертів півосей залишається незмінною та дорівнює подвійній кількості обертів диференціальної коробки.

Обертальний момент, підведений до диференціала  $M_{\text{диф}}$  за однакової швидкості обертання півосей, дорівнює:

$$M_{\text{диф}} = M_{\text{л}} + M_{\text{п}}; M_{\text{л}} \approx M_{\text{п}} \quad (9.3)$$

Якщо не враховувати втрат на тертя в диференціалі, то як за однакових, так і за різних частот обертання півосей диференціал порівну розподіляє крутний момент  $M_{\text{диф}}$  між ними. Рівність моментів  $M_{\text{п}}$  і  $M_{\text{л}}$  пояснюють тим, що сателіт становить рівноплечий важіль, до середини якого прикладене зусилля з боку хрестовин, а по кінцям діють реакції з боків зубців півосьових шестерень.

Зі свого боку момент, підведений до кожної півосі, залежить від передавального числа редуктора і:

$$M_{\text{п}} \approx M_{\text{л}} \approx \frac{M_{\text{дв}} i_{\eta_{\text{м}}}}{2}, \quad (9.4)$$

де  $\eta_{\text{м}}$  – ККД тягової передачі.

У дійсності за різної частоти обертання півосей у механізмі диференціала з'являться втрати на внутрішнє тертя. У цьому разі при симетричному диференціалі, застосованому в тролейбусі, півосьові шестерні й півосі, що мають більшу частоту обертання, будуть передавати момент:

$$M' = 0,5 (M_{\text{диф}} - M_{\text{т}}). \quad (9.5)$$

де  $M_{\text{т}}$  – момент тертя, який виникає в диференціалі при відносному обертанні півосей із різним числом обертів. Півосьові шестерні та півосі, що мають меншу частоту обертання, будуть передавати момент:

$$M'' = 0,5 (M_{\text{диф}} + M_{\text{т}}). \quad (9.6)$$

Здійснивши віднімання  $M'$  з  $M''$  одержимо:

$$M'' - M' = M_T \quad (9.7)$$

Коефіцієнт корисної дії диференціалу:

$$\eta_{\text{диф}} = 1 - \frac{N_T}{N_{\text{диф}}} = 1 - \frac{M_T}{2M_{\text{диф}}} \cdot \frac{n' - n''}{n}, \quad (9.8)$$

де  $N_T$  – міцність тертя, що виникає в диференціалі за  $n_l \neq n_p$ .

$n'$ ,  $n''$  – частоти обертання відповідних півосьових шестерень;

$N_{\text{диф}}$  – міцність, надана диференціалу.

Однак у роботі диференціальних тягових передач є й недоліки. Під час рухання з місця на слизькому шляху часто виникає буксування одного з ведучих коліс, що знаходяться на ділянці шляху з меншим коефіцієнтом зчеплення, чи менш навантаженого. Сумарна сила тяги екіпажу в цьому разі знизиться та буде визначатися тягою, яку дає буксуюче колесо, що має менше зчеплення зі шляхом. Унаслідок неспроможності використовувати силу тяги небуксуючого колеса екіпаж може спинитися, або не рушити з місця. У деяких випадках зазначеного недоліку запобігають за допомогою застосування різноманітних блокувальних пристроїв, що ускладнює конструкцію ведучого моста.

До цього мова йшла про механічні диференціали, але як видно зі схеми 9.1, існують ще й електричні. Останні широко застосовуються в автомобілях великої вантажопідйомності (наприклад, мотор-колесо, рис. 9.3, в). Вони можуть розглядатись як перспективні варіанти та для міського електротранспорту, оскільки в своїй основі мають усі переваги індивідуального електропривода з використанням ефекту диференціації крутних моментів між ведучими колесами.

**9.4.6** Загальні положення класифікації тягових передач *за конструкцією ведучих коліс* надані в розділі 6 «Колісні пари, мости».

## 9.5 Розрахунок основних елементів тягових передач на міцність

### 9.5.1 Навантаження, що діють у тягових передачах тролейбуса

У тролейбусах тягову передачу варто перевіряти на крутний момент, що виникає у разі повного використання зчіпної ваги, що приходить на задні ведучі колеса [13].

У цьому разі сила зчеплення ведучих коліс тролейбуса з дорогою буде:

$$P_{зч} = \psi G_B m_B, \quad (9.9)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт зчеплення. Для контакту гуми з дорожнім покриттям  $\psi = 0,4 \div 0,8$ ;

$G_B$  – вага, що приходить на колеса ведучого колеса;

$m_B$  – коефіцієнт перерозподілу ваги для ведучого моста, що досягає у разі екстреного гальмування тролейбуса значень  $m_B = 1,4 \div 1,6$  [2].

Крутний момент, переданий заднім колесам, у разі приведення в дію центрального гальма дорівнює:

$$M_\Gamma = P_{зч} r_K, \quad (9.10)$$

де  $r_K$  – радіус катання ведучого колеса, м.

Величина крутного моменту, що навантажує тягову передачу буде:

$$M_{т.п.} = \frac{M_\Gamma \eta_\Gamma}{i_p}, \quad (9.11)$$

де  $\eta_\Gamma$  – ККД тягової передачі;

$i_p$  – передавальне число редуктора.

Після підстановки значень моменту  $M_\Gamma$  і сили  $P_{зч}$  одержимо:

$$M_{т.п.} = \frac{P_{зч} r_K \eta_\Gamma}{i_0} = \frac{\psi G_B m_B r_K \eta_\Gamma}{i_p}. \quad (9.12)$$

### 9.5.2 Розрахунок карданної передачі на міцність

Розрахунку на міцність підлягають такі головні деталі: 1 – труба карданного вала, 2 – шліцьове з'єднання, 3 – вилки кардана, 4 – хрестовина кардана.

1. Трубу карданного вала розраховують на напруження кручення та кут закручування. Напруження кручення труби карданного вала й шліцьової втулки



$$\tau = \frac{M_{\text{т.п.}}}{W_{\text{кт}}} 10^{-6}, \quad (9.13)$$

де  $M_{\text{т.п.}}$  – найбільше значення крутного моменту, переданого карданним валом, Н·м (із формули (9.12);

$W_{\text{к}}$  – момент опору на кручення,  $\text{м}^3$ , що визначають за такими формулами:

а) для пустотілої труби чи шліцьової втулки:

$$W_{\text{кт}} = 0,2 \frac{d_3^4 - d_{\text{вн}}^4}{d_3}; \quad (9.14)$$

б) для вала суцільного круглого перерізу:

$$W_{\text{кв}} = 0,2d^3, \quad (9.15)$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр труби карданного вала чи шліцьової втулки, м;

$d_{\text{вн}}$  – найбільший внутрішній діаметр труби вала, м;  $d$  – діаметр вала суцільного круглого перерізу, м.

Внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}}$  вала вимірюють за перерізом, що лежить біля шліцьового наконечника чи привареної вилки, оскільки в цих місцях трубу зазвичай розточують.

Кут закручування карданного вала (рад):

$$\Theta_{\text{г}} = \frac{M_{\text{т.п.}} L}{\frac{\pi}{32} (d_3^4 - d_{\text{вн}}^4) G} 10^{-6}, \quad (9.16)$$

де  $L$  – довжина карданного вала, м;

$G = 8 \cdot 10^4$  МПа – модуль пружності другого роду.

Для переведення кута закручування вала з радіан у градуси використовують формулу:

$$\Theta^{\circ} = \frac{180 \Theta_{\text{г}}}{\pi} \quad (9.17)$$

2. Шліцьові з'єднання розраховують на таке:

а) напруження на зминання бокової поверхні шліців, МПа:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{M_{\text{т.п.}} 10^{-6}}{k r_{\text{ср}} i h l}, \quad (9.18)$$

де  $r_{\text{ср}} = \frac{d'_3 + d'_{\text{вн}}}{4}$  – середній радіус шліцевого з'єднання, м;

$d'_3$  – зовнішній діаметр шліців, м;

$d'_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр шліців, м;

$i$  – число шліців у з'єднанні;

$h$  – висота шліців у з'єднанні, м;

$l$  – робоча довжина шліців, м;

$k = 0,7 \div 0,8$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу зусиль по робочих поверхнях шліців.

б) напруження на зріз, що виникає в шліцах:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{M_{\text{т.п.}} \cdot 10^{-6}}{0,5d'_{\text{вн}} i b l}, \quad (9.19)$$

де  $b$  – ширина шліців, м.

3. Розрахунок вилки кардана залежить від його конструкції. На рисунку 9.7 зображено схему вилки тролейбусного кардана.

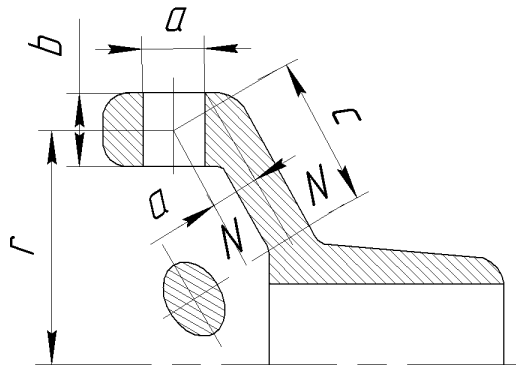


Рисунок 9.7 – Розрахункова схема вилки кардана

У лапі вилки в небезпечному перерізі NN виникає напруження на згин і кручення під дією сумарної сили  $P_c$ , прикладеної на відстані  $r$  від осі кардана. Напруження на згин і кручення визначають за відомими формулами:

$$\sigma_3 = \frac{M_{\text{з.л.}}}{W_{\text{з.л.}}} \quad \text{і} \quad \tau = \frac{M_{\text{к.л.}}}{W_{\text{к.л.}}}.$$

– згинальний момент у небезпечному перерізі NN лапи вилки:

$$M_{\text{з.л.}} = P_c r, \quad (9.20)$$

де  $s$  – плече прикладення сумарної сили  $P_c$ , що створює згинальний момент;  
 – скручувальний момент:

$$M_{к.л.} = P_c a, \quad (9.21)$$

де  $a$  – плече прикладення сумарної сили  $P_c$ , що створює скручувальний момент  $M_k$ .

Сумарна сила, що діє на лапу вилки, дорівнює:

$$P_c = \sqrt{P^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2}, \quad (9.22)$$

де  $P = M_{т.п.}/2r$  – окружний складник сили  $P_c$ , викликаний переданим моментом  $M_{т.п.}$ ;

$T/2$  – осьовий складник сили  $P_c$ , переданий лапою вилки.

Значення моментів опору  $W_a$  і  $W_k$  визначають залежно від форми небезпечного перерізу лапи вилки.

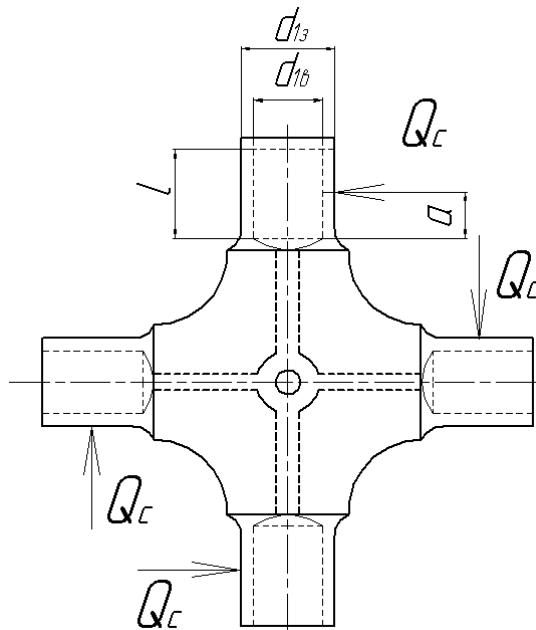


Рисунок 9.8 – Розрахункова схема хрестовини

4. Хрестовину голчастого кардана (кардана з голчастими підшипниками) зазвичай розраховують на зріз і на згин шипів. На кожний із чотирьох шипів хрестовини діє сумарна сила

$$Q_c = \sqrt{Q^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2}, \quad (9.23)$$

де  $Q = M_{т.п.}/2r$  – окружний складник сумарної сили  $Q_c$ ;

$T/2$  – осьовий складник сили  $Q_c$ , Н;

$r$  – радіус прикладення сили  $Q_c$ , м.

При цьому приймають, що сумарна сила  $Q_c$  зосереджена на середині довжини шипа. Ця сила спричиняє в тілі шипа напруження зрізу та згину. Напруження на зріз і згин визначають у кореновому перерізі шипа.

Напруження зрізу буде:

$$\tau_{зр} = \frac{Q_c}{0,25\pi d^2} 10^{-6}, \quad (9.24)$$

де  $d$  – діаметр шипа в кореновому перерізі, м.

Згинальний момент у кореновому перерізі шипа хрестовини буде:

$$M_{з.ш.} = Q_c a, \quad (9.25)$$

де  $a$  – відстань від коренового перерізу шипа до місця прикладення сили  $Q_c$ .

Напруження на згин буде:

$$\sigma_{з.ш.} = \frac{M_{з.ш.}}{W_{з.ш.}}, \quad (9.26)$$

де  $W_{з.ш.} = 0,1d^3$  – момент опору шипа на згин, м<sup>3</sup>.

Напруження в голчастих підшипниках визначають за методом розрахунку роликів підшипників.

Карданний вал, що становить деталь значної довжини з порівняно малим діаметром у процесі обертання дуже схильний до вібрації.

Відцентрова сила, що виникає внаслідок обертання за відомих умов може призвести до руйнування карданного вала. Швидкість обертання карданного вала, при якій настає його руйнування, називають критичною. Карданний вал необхідно розрахувати так, щоб його критична швидкість обертання  $\omega_{кр}(n_{кр})$  була вище максимально можливої  $\omega_{мах}$  в умовах експлуатації.

Критичну швидкість обертання карданного вала, що вільно лежить на опорах, можна знайти з таких рівнянь:

– для суцільного вала:

$$\omega_{кр} = 1,07 \cdot 10^6 \frac{d_3}{L^2} [с^{-1}]. \quad (9.27)$$

або 
$$n_{кр} = 10,25 \cdot 10^6 \frac{d_3}{L^2}, \text{ об/хв};$$

– для пустотілого вала:

$$\omega_{кр} = 1,07 \cdot 10^6 \frac{d_3}{L^2}, с^{-1}.$$

або 
$$n_{кр} = 10,25 \cdot 10^6 \frac{\sqrt{d_3^2 + d_{вн}^2}}{L^2}, \text{ об/хв}, \quad (9.28)$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр труби, м;

$d_{вн}$  – внутрішній діаметр труби, м;

$L$  – довжина вала між центрами карданів, м.

Приведені рівняння справедливі у разі, якщо з обох кінців карданного вала маються кардани, що дають змогу йому вільно згинатись під дією відцентрової сили.

Під час вибору розмірів вала передбачається такий запас міцності за критичною швидкістю обертання:

$$\frac{\omega_{кр}}{\omega_{мах}} = \frac{n_{кр}}{n_{мах}} = 1,2 \div 2.$$

Напруження в деталях карданної передачі тролейбусів бажано мати більш низькими, оскільки режим роботи тролейбусів є більш важким, чим у вантажних і легкових автомобілів через часті й регулярні зупинки, а порівняно з автобусами тролейбуси мають, зазвичай, більш високі динамічні показники.

### **9.5.3 Розрахунок півосей ведучого моста на міцність**

Півосі, як зазначено вище, призначені для передачі крутних моментів від диференціалу до ведучих коліс безрейкових транспортних засобів при тяговому режимі й від ведучих коліс до диференціалу – при гальмовому режимі.

На сучасних тролейбусах, що зазнають значних вагових навантажень, застосовують тільки розвантажені півосі, без згинальних зусиль. Цю функцію ви-

конують їхні кожухи, у яких півосі обертаються на підшипниках. Обидва кінця півосі (1) (рис. 9.4) мають шліци (2)<sup>1</sup>, за допомогою яких вона з'єднується з півосьовою шестернею (19) і сонячною шестернею (7) ведучого колеса (10) і передає крутний момент.

Півосі тролейбуса розраховують на кручення від дії моменту  $M_{т.п.}$  за формулою (9.12).

Кут закручення півосі розраховують за формулами (9.20), (9.21).

Шліци півосей розраховують також за методикою розрахунку шліців карданного вала (9.18), (9.19).

Напруження зрізу й зминання повинні бути менше допустимих для леґованої сталі 40Х або 40ХНМ, з якої виготовляють шліцьові вали та втулки.

### **Контрольні запитання**

- 1 Яке призначення тягового привода транспортних засобів?
- 2 Які вимоги висувають до тягового приводу?
- 3 Які головні класифікаційні ознаки тягового приводу?
- 4 З яких елементів складається тягова передача рейкового і безрейкового рухомого складу та яке призначення її елементів?
- 5 Яка різниця між груповим й індивідуальним приводом із позиції реалізації тягово-динамічних якостей
- 6 Яке призначення диференціалу та його складників?
- 7 Яка схема роботи карданної передачі та її кінематика?
- 8 З яких елементів складається карданний вал?
- 9 Які головні положення розрахунку півосей ведучого моста на міцність?
- 10 Яке призначення елементів заднього моста тролейбуса?
- 11 Яка може бути порівняльна характеристика бездиференціального та диференціального приводів коліс.
- 12 Які головні характеристики тягових приводів транспортних засобів?

## 10 ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

### 10.1 Загальні положення

Гальмування призначене для уповільнення руху РС чи повної його зупинки.

*Гальмування* – це відбір кінетичної енергії в потягу, що рухається під дією інерційних сил, перетворенням її в теплову енергію за допомогою механічного гальма чи електричну енергію за допомогою двигуна, що може повертатись у тягову мережу (рекуперуватись) або перетворюватись у теплову енергію, що витрачається на нагрів двигуна й додаткових елементів.

Існують три режими гальмування транспортних засобів (рис. 10.1):

а) *службове* – використовують при номінальних режимах роботи РС на лінії для підгальмування РС за наявності обмежування швидкості чи повної зупинки;

б) *екстрене* – це гальмування, що використовують у виняткових (екстремних) випадках, у разі небезпеки зіткнення чи наїзду для екстреної зупинки РС при мінімальному гальмовому шляху;

в) *зупинкове* – це гальмування, що використовують для запобігання неконтрольованого руху під дією зовнішніх сил (вітру, схилу, удару тощо).

Кожен режим гальмування висуває специфічні вимоги до гальмівних пристроїв, тому РС обладнано кількома видами гальм, що застосовують у сполученнях, найповніше відповідають потребам кожного гальмівного режиму.

Тролейбуси обладнані трьома видами гальм, що працюють незалежно один від одного:

а) *робоче* (механічне гальмо) – із пневматичним або пневмо-гідравлічним приводом. Його виконавчі механізми розташовані на всіх ходових колесах із роздільним приводом;

б) *допоміжне* гальмо – це електродинамічне гальмо, за допомогою якого РС гальмується вмиканням тягового двигуна в режим генератора з передачею гальмівного моменту на центральний редуктор і далі – на ведучі колеса;

в) *зупинкове* гальмо – це гальмо, що має механічний привід на задні ведучі колеса та застосовується на вимушених і маршрутних зупинках.

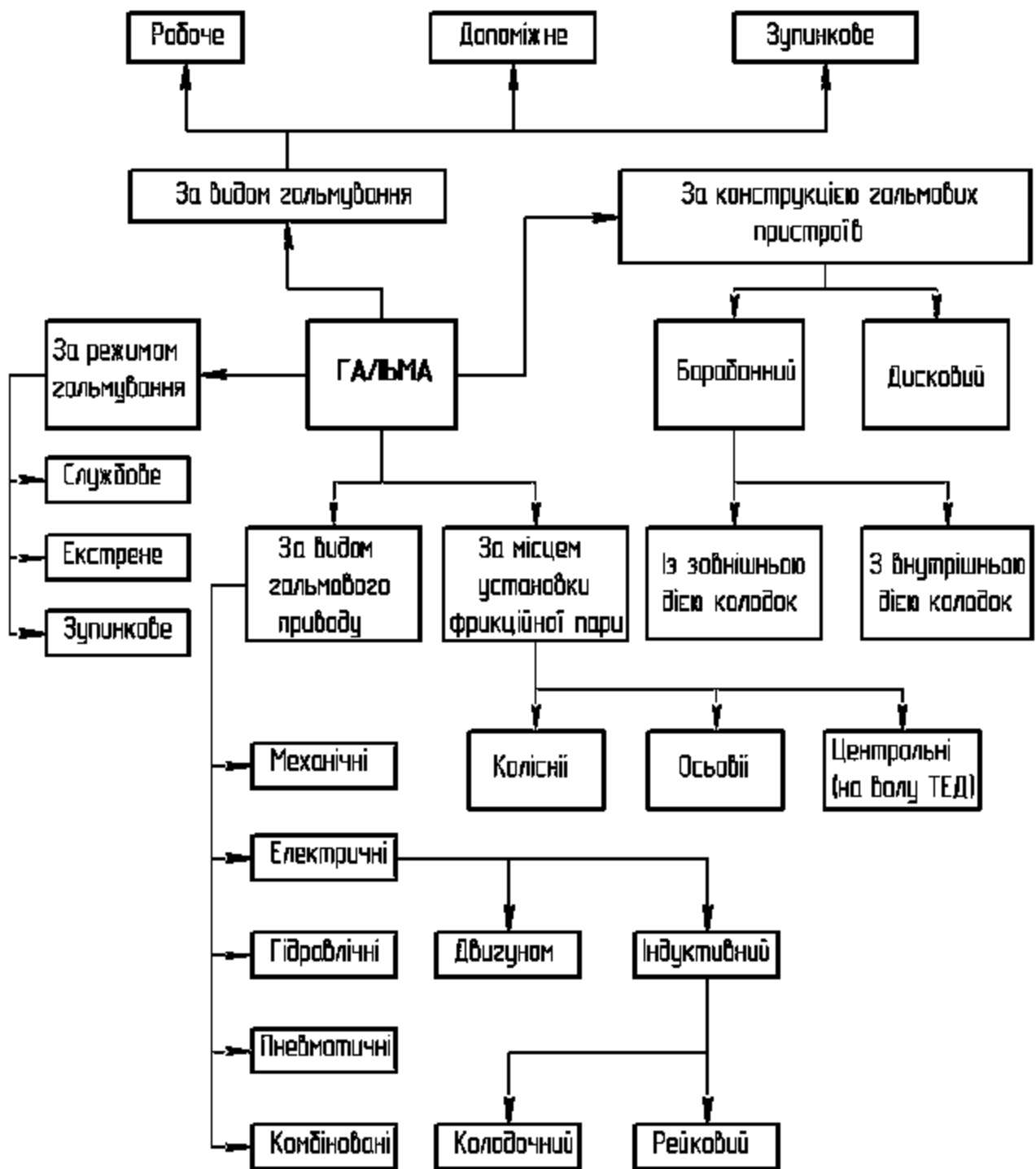


Рисунок 10.1 – Класифікація гальм РС

У разі службового гальмування повинен забезпечуватись гальмівний шлях (за нормативного навантаження  $\alpha = 5$  осіб/м<sup>2</sup>) на горизонтальній ділянці шляху з сухим асфальтовим покриттям під час гальмування з початковою швидкістю  $V = 60$  км/год не більше 36,7 м [14].

Допоміжне гальмо повинне забезпечувати уповільнення за таких самих умов (дивись вище) не менше ніж 0,8 м/с<sup>2</sup>, в інтервалі швидкостей 40–10 км/год.



*Зупинкове гальмо* повинне забезпечити утримання тролейбуса, що стоїть, із максимальним навантаженням  $\alpha = 8$  осіб/м<sup>2</sup> при сухому асфальтовому покритті шляху необмежений час на схилі в 5 ‰.

Екстрене гальмування повинне забезпечуватись одночасною дією робочого й допоміжного гальмування, які починають діяти від натискання однієї педалі.

Сучасні трамваї обладнують трьома видами електричних гальм: перший – працює за принципом тролейбусного електродинамічного типу (п. б), другий – електромагнітний із дією соленоїда через привід на колодки й далі на барабан із зовнішніх боків (рис. 10.2). Гальмівний барабан розташовано перед тяговим редуктором (рис. 10.3). Третій вид гальм називають рейковим. Його застосовують у разі екстреного гальмування. Принцип його дії полягає в притягуванні так званого «башмака» (електромагніта, розташованого між колісними парами) до рейки за допомогою електромагнітних сил.

## 10.2 Гальмівні механізми

*Гальмівний механізм механічного гальмування* – пристрій, що перетворює кінетичну енергію рухомого складу, що рухається, у теплову енергію, яка виникає в процесі тертя між гальмівними колодками й гальмівним барабаном.

Головні елементи гальмівного механізму – фрикційна пара, а додаткові – пристрої кріплення фрикційної пари й відведення теплоти, яка утворюється під дією сил тертя.

Фрикційна пара складається з двох елементів (див. рис. 10.2):

- першим елементом є деталі тягової передачі, що обертаються, це можуть бути гальмівні барабани або диски. Їх убудовують у ходове колесо або на поверхню катання бандажа колеса. Останнє – це колісно-колодкове гальмо, що використовувалось на старих вагонах трамваю та метро;

- другим елементом фрикційної пари є гальмівні колодки, що конструктивно зв'язані з кузовом чи з балками або мостами ходових частин (докладніше дивись нижче).

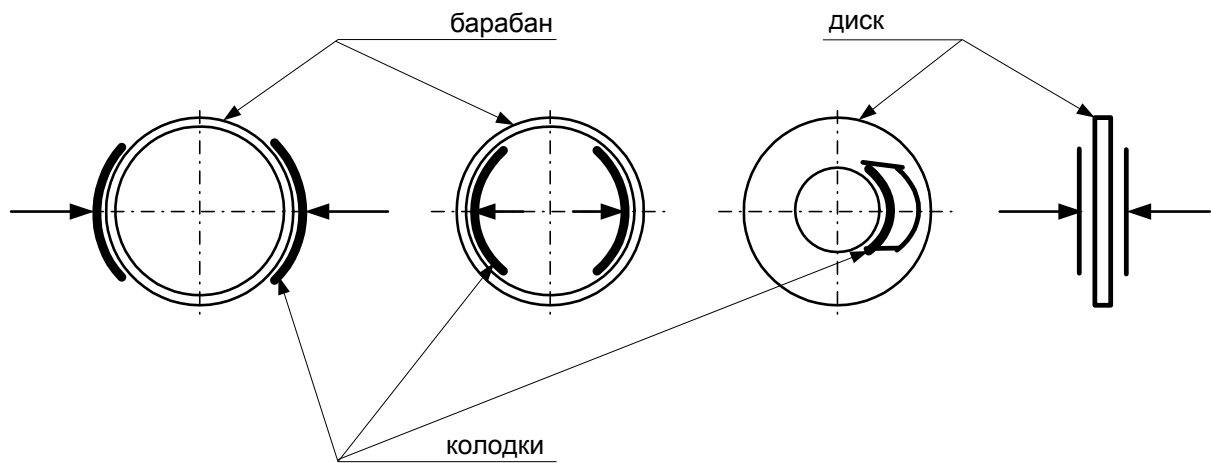


Рисунок 10.2 – Розташування гальмівних колодок

Матеріали фрикційних пар підбирають так, щоб зношувались більше гальмівні накладки, а не елементи гальмівного механізму, що обертаються. Використовують барабанні гальма з зовнішньою дією колодок (трамвайний вагон і вагон метрополітену) або з внутрішньою дією колодок (тролейбус).

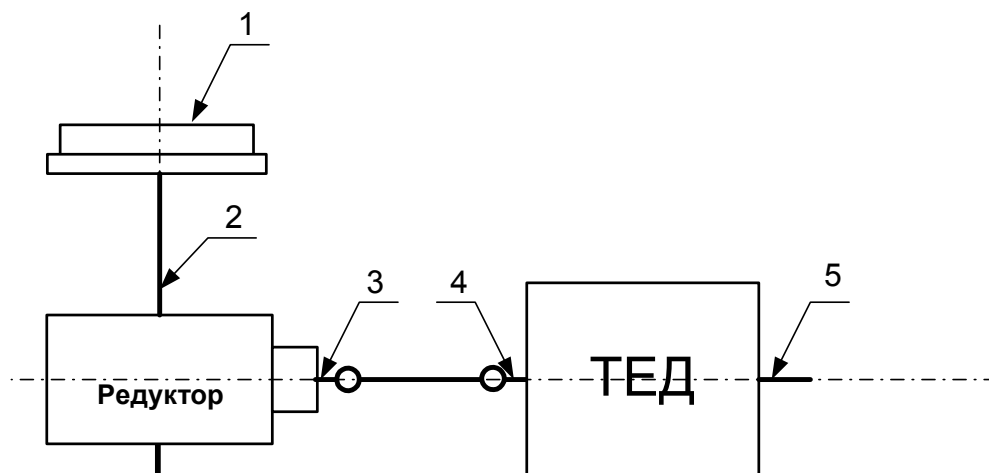


Рисунок 10.3 – Розташування гальмівних механізмів у системі

Залежно від місця розташування фрикційних пар (див. рис. 10.3) розрізняють гальма:

- колісні (поз. 1), що вбудовані в ходове колесо, (на тролейбусі) чи на колесі (у вагоні метро);
- осьові (поз. 2, розташовані на осі колісної пари) і центральні (розташовані на валі ТЕД (поз. 3,4) чи в тяговій передачі між ТЕД і тяговим редуктором) або на

вільному кінці вала ТЕД (поз. 5).

Потужність гальмівних пристроїв  $N$  залежить від місця їх розташування. Коли зменшується частота обертання  $n$  гальмівного барабана чи диска повинно бути зростання гальмівного моменту або необхідної сили натискання гальмівних колодок на елемент гальма, що обертається:

$$N = knM, \quad (10.1)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує розмірність.

Ураховуючи зазначене вище, осьові гальма повинні мати міцніший привід і конструктивно підсилені елементи кріплення гальмівних колодок. Тобто потрібно дати перевагу центральним гальмам, що мають меншу масу. Розміщення гальм на вхідному валі редуктора також має перевагу, оскільки навантаження діє тільки на редуктор і вісь колісної пари. У разі розташування гальма на вільному кінці вала якоря ТЕД, додатково ще навантажується вал якоря та вся тягова передача.

На гальмівному барабані чи диску, гальмівні колодки можуть бути розташовані симетрично відносно осі обертання з двох боків – гальма з двобічним тиском колодок, чи з одного боку – гальма з одnobічним тиском колодок.

На сучасних трамвайних вагонах колісно-колодкові гальма не застосовують, щоб не прискорювати зношення бандажів, зменшити масу та не перегрівати гумові пружні елементи коліс.

У колісно-колодковому гальмі з одnobічним тиском (рис. 10.4), сила  $X_{\text{кп}}$  тиску колодок на бандаж передається на букси й урівноважується реакцією  $F_{\text{рх}}$  рами візка, яка на плечі довжини шийки осі  $l_{\text{ш}}$  навантажує останню згинальним моментом  $M_x = F_{\text{рх}}l_{\text{ш}}$  (рис. 10.4).

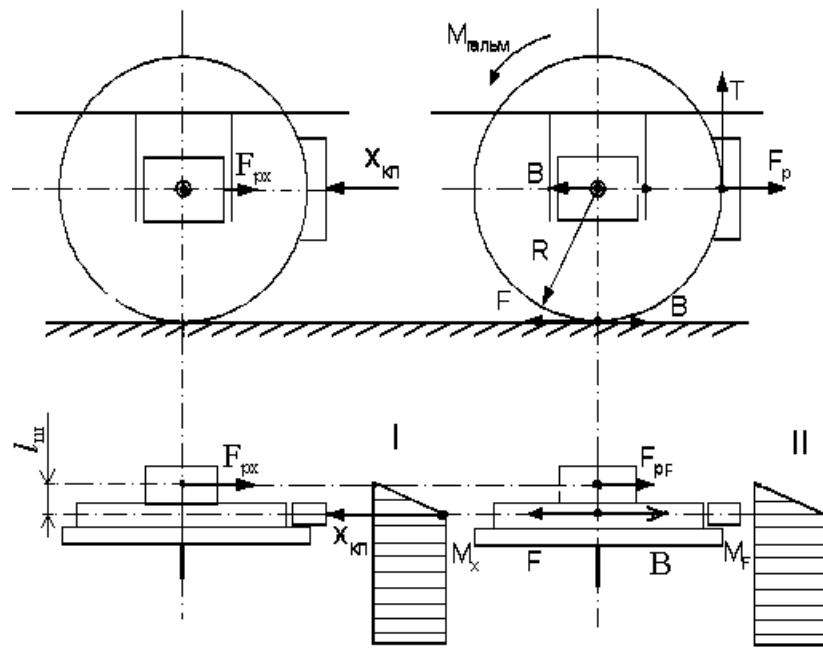


Рисунок 10.4 – Розподіл навантажень з однобічним тиском гальм: I – епюра згинальних моментів від сил  $X_{кп}$ ; II – епюра згинальних моментів від сил  $F$

Унаслідок тиску гальмівних колодок на бандажах з'являються сили тертя  $T = X_{кп} \cdot \phi_{кп}$  ( $\phi_{кп}$  – коефіцієнт тертя), що створюють на колісну пару гальмівний момент  $M_{г} = TR$ . При наявності зчеплення коліс із колією гальмівний момент  $M_{г}$  реалізується як гальмівна дотична сила  $B = \frac{M_{г}}{R} = T$ , одна з яких передається колесом на колію та урівноважується під дією сили зчеплення  $F = B$ , а друга – передається на конструкцію кузова чи візка в площині букси КП та урівноважується рамними зусиллями  $F_{рF}$ . На колісну пару будуть діяти реакції сили  $F$  на колесах і сили  $F_p$  від конструкції кузова чи візка, що навантажують вісь згинальними моментами  $M_F = F_{рF} l_{ш}$ . Ці моменти складаються з моментами  $M_x$  і додатково навантажують вісь КП.

При двобічному тиску колодок (рис. 10.5) сили  $X_{кп}$  взаємно врівноважуються та вісь КП навантажується тільки моментом  $M_F$  (рис. 10.5). Окрім того, для створення однакового гальмівного ефекту в цьому разі потрібна сила  $X_{кп}$  удвічі менша. У цьому разі конструкція гальмівної передачі ефективніша, хоч і складніша. Прикладом такої системи приводу гальм (рис. 10.6) є колісно-колодкові гальма вагонів метрополітену серій Д та Е.

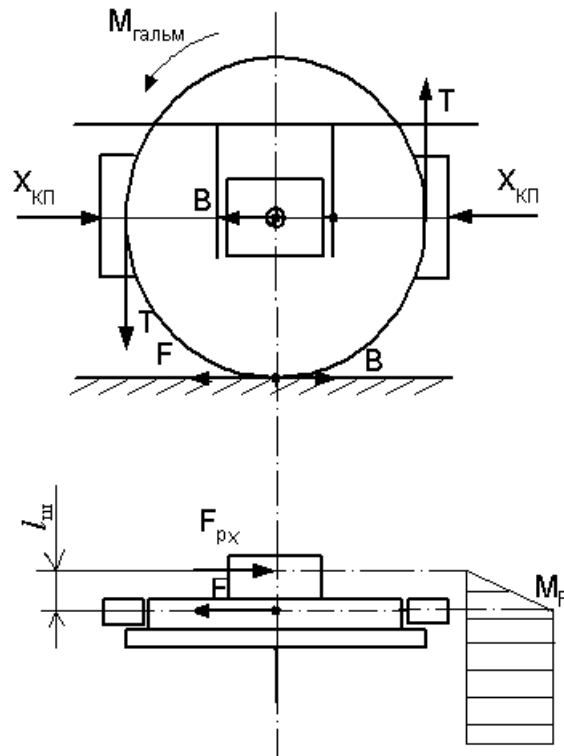


Рисунок 10.5 – Розподіл навантажень із двобічним тиском гальм

У цій системі гальмівні колодки (5) підвішені на підвісках (4) плаваючих важелів (3) і середніх важелів (10). Вони регулюються від зниження на бандажі коліс за допомогою підвіски (2), що регулюється. Зусилля від штока гальмівного циліндра (1) передається на гальмівні колодки (5), через плаваючий важіль (3), з'єднуючи втулку (7), нижню тягу (8), дірчасту вилку (9) і середній важіль (10). Пружина (11) та зворотні пружини гальмівних циліндрів (1) відтягують гальмівні колодки від бандажів коліс у разі відпускання гальм. Грубе регулювання гальм здійснюється шляхом перестановки важеля (10) в отворах дірчастої вилки (9), а тонке регулювання – за допомогою обертання з'єднуючої втулки (7) на гвинті (6).

У трамваї пневматичні гальма відсутні, тому не потрібна пневмосистема, що значно спрощує конструкцію трамвая. У цьому разі всі гальма електричні.

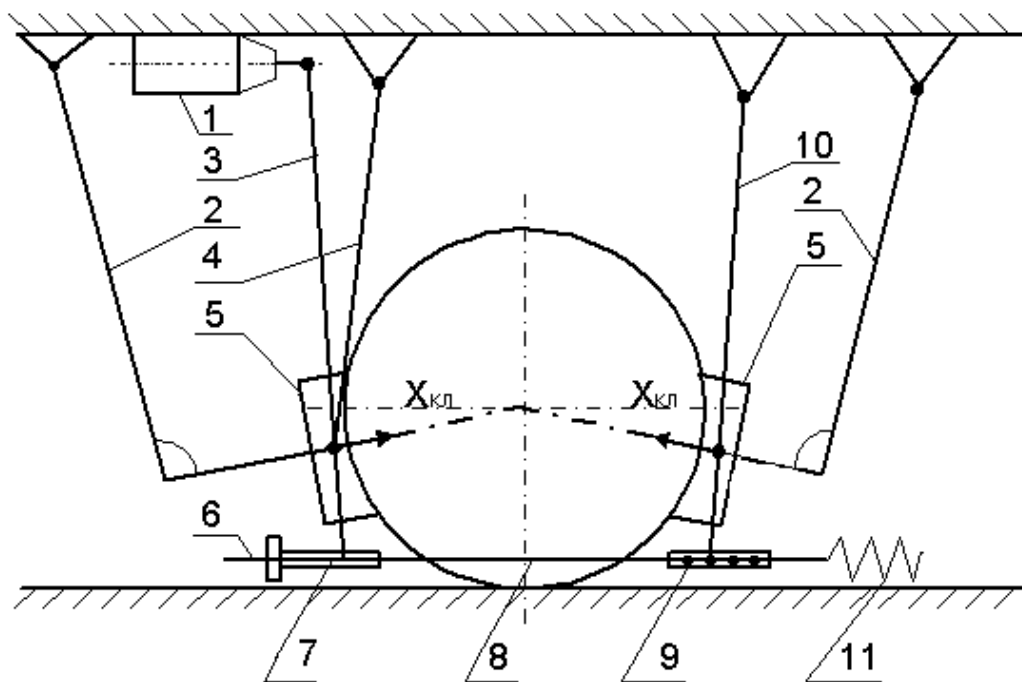


Рисунок 10.6 – Схема колісно-колодкової системи гальм вагонів метрополітену серій Д і Е

### 10.3 Головні елементи гальмової системи тролейбуса

Вивчення гальмівної системи (рис. 10.7) можливе на прикладі пневмосистеми найрозповсюдженішого на Україні тролейбуса ЗіУ-9 і його наступника марки «Тролза» [3].

Головним елементом системи є компресор (1) з електроприводом (2). Він призначений для стискання повітря (докладніше див. нижче). Компресор обладнаний запобіжним клапаном (3), що призначений для захисту пневмосистеми тролейбуса від надмірного підвищення тиску у разі несправності регулятора тиску (7). Запобіжний клапан спрацьовує у разі підвищення тиску більше 0,9 мПа.

Регулятор тиску (7) підтримує тиск у пневмосистемі в межах 0,8–0,65 мПа. У разі підвищення тиску більше ніж 0,8 мПа регулятор вимикає електродвигун компресора, а у разі зниження тиску менше за 0,65 мПа – вмикає його та компресор подає стиснене повітря в систему.

Гальмівний кран (8) є головним повітророзподільним механізмом гальмової системи й існує для подачі стисненого повітря з гальмівних резервуарів (13) (ресиверів) до гальмівних виконавчих механізмів (9) (гальмівних циліндрів або га-

льмівних камер). Він керується лівою педаллю водія.

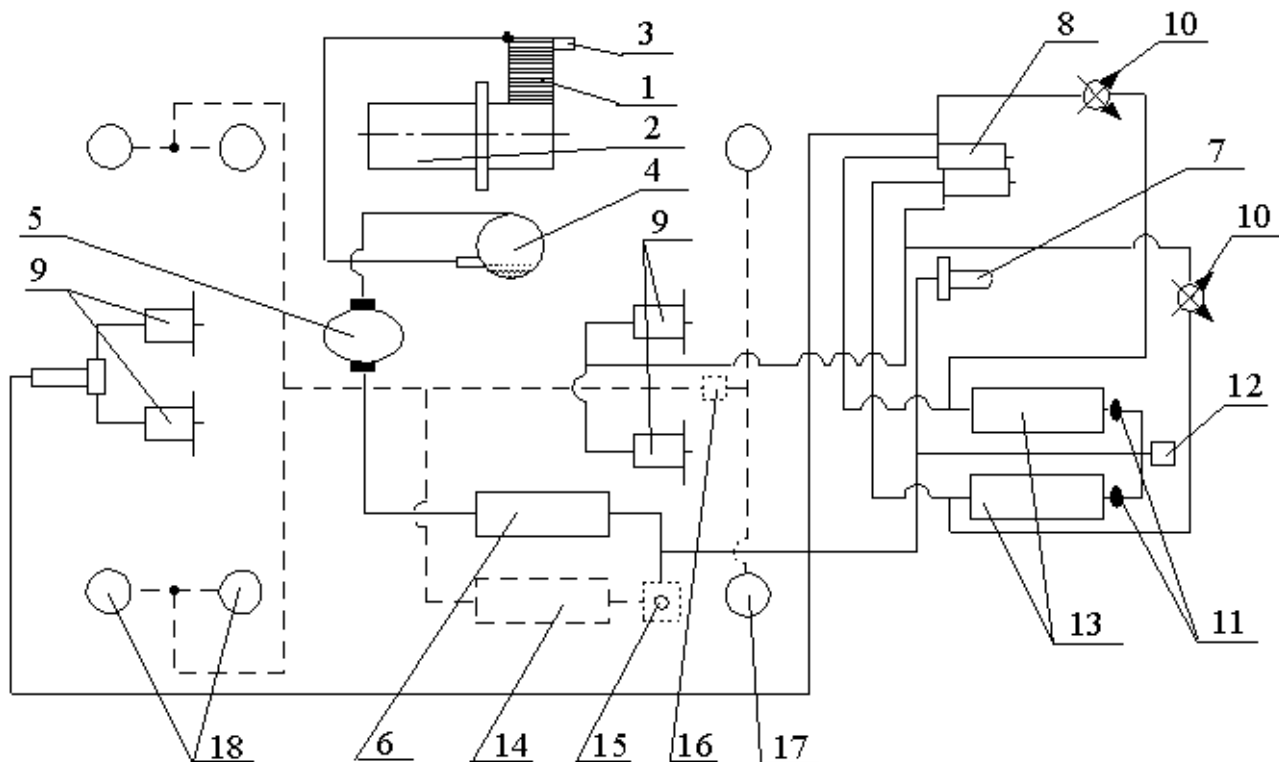


Рисунок 10.7 – Схема пневмообладнання тролейбуса ЗіУ-9:

- 1 – компресор; 2 – електричний двигун приводу компресора;  
 3 – запобіжний клапан; 4 – масловологовіддільник; 5 – антизаморожувач;  
 6 – головний гальмівний резервуар; 7 – регулятор тиску; 8 – гальмівний кран водія; 9 – гальмівні циліндри; 10 – манометри; 11 – зворотні клапани;  
 12 – буксирний клапан; 13 – гальмівні резервуари контурів гальм переднього та заднього мостів; 14 – резервуар системи пневмопідвіски; 15 – редуктор тиску;  
 16 – регулятор рівня підлоги; 17 – пневморесори переднього моста;  
 18 – пневморесори заднього моста (позиції 14–18 стосуються системи пневморесорного підвішування (див. розділ «Ресорне підвішування»))

Гальмівний механізм призначений для перетворення сили тиску стисненого повітря в гальмове зусилля коліс тролейбуса. Їх може бути два види: поршневий і діафрагмовий. Залежно від цього силовий орган називається гальмівним циліндром (рис. 10.8, а) або гальмівною камерою (рис. 10.8, б). Останній варіант більш сучасний, але обидва вони механізми прямої дії, тобто створюють гальмівну силу під дією стиснутого повітря.

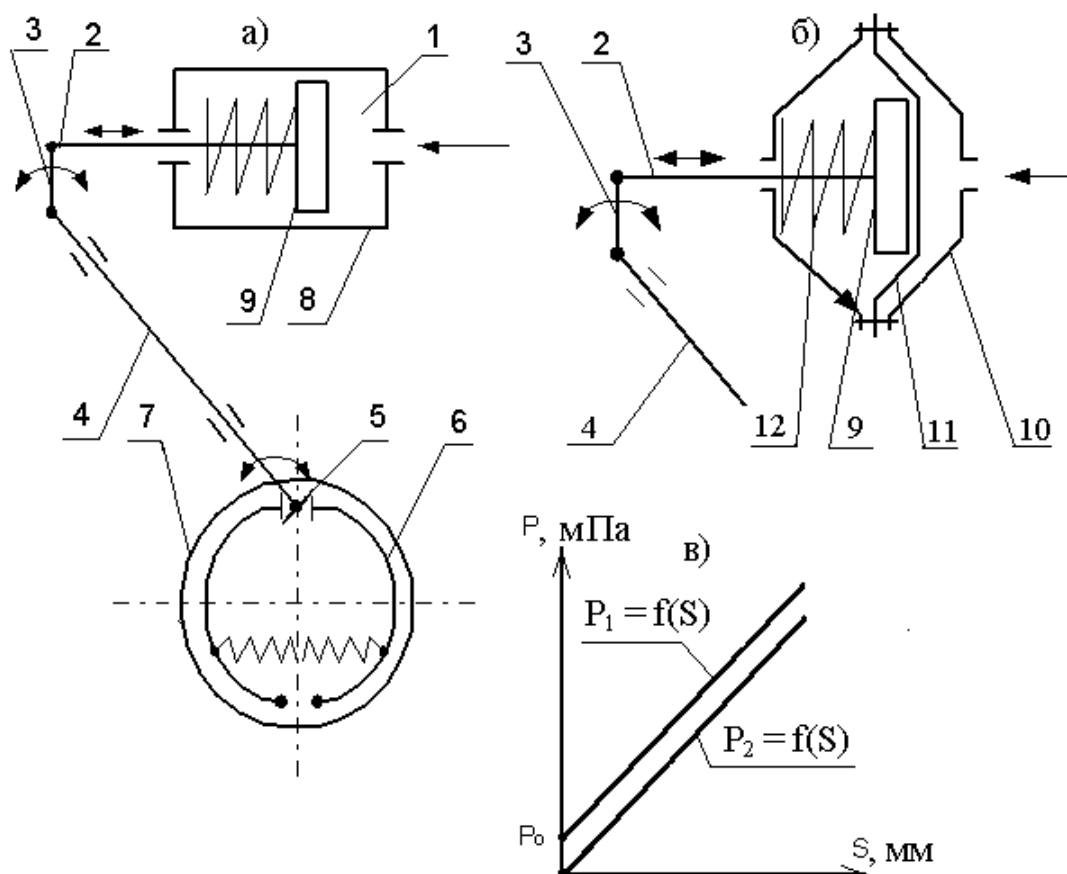


Рисунок 10.8 – Схеми (а і б) і графіки (в) роботи гальмівного механізму поршневого й діафрагменного типів

Гальмівний механізм тролейбуса 3iY-9 (див. рис. 10.8, а) складається з силових органів (1) (гальмівний циліндр (8), поршень (9)), що сприймають тиск повітря й діють на вихідний шток (2). Шток повертає важіль (3), вал (4) і поворотний кулак (5), що розводить гальмівні колодки (6), притискаючи останні до гальмівних барабанів (7) коліс [3].

Головною позитивною характеристикою гальмівного циліндра є великий хід поршня, що не потребує тонких регулювань системи приводу, а негативною є таке:

- наявність тертя й зменшення сили дії, особливо у разі поганого змащення;
- наявність початкової несприятливості тиску  $P_0$  і вплив нещільності елементів тертя. Про це свідчить графік залежності тиску  $P_1$  від ходу поршня  $S$  (рис. 10.8, в).

Останнім часом застосовують більш сучасну систему гальмівного механізму – гальмівну камеру (рис. 10.8, б). Вона складається: з самої камери (10), по-



ршня (9), підпружиненого пружиною (12) і гумовокордової діафрагми (11).

Позитивні сторони такого гальмівного механізму:

- відсутність втрат на тертя від нещільності, і високий ККД через малий опір;
- мале зношення, висока довговічність, мала початкова нечутливість (на графіку залежності  $P = f(S)$  відсутня зона  $P_0$ , (рис. 10.9, б);
- простота, мала трудомісткість промислового виробництва й технічного обслуговування.

Негативні сторони гальмівної камери:

- малий хід штока;
- пошкодження діафрагми в місцях перегину.

#### 10.4 Розрахунок гальмівного механізму на нагрів

Розрахунок ведеться за рівнянням теплового балансу гальмівного механізму у разі одиничного гальмування:

$$M_i(1 + \gamma) \frac{V_{T1}^2 - V_{T2}^2}{2} = M_6 \cdot c \cdot T_n + F_6 \cdot \int_0^t K \cdot T_n \cdot dt, \quad (10.2)$$

де  $M_i = \frac{G_i}{g}$  – розрахункова маса тролейбуса, що припадає на розглянуту вісь чи колесо у разі гальмування, кг, при  $G_i$  – розрахункове вертикальне навантаження і-тої осі, кН;

$(1 + \gamma)$  – коефіцієнт інерції обертових мас;

$V_{T1}, V_{T2}$  – початкова та кінцева швидкість гальмування тролейбуса, м/с;

$M_6$  – маса гальмівних барабанів і зв'язаних із ними деталей, що нагріваються, кг;

$c$  – теплоємність матеріалу гальмівного барабана (для сталі й чавуну  $c = 0,525$  Дж/кг $^{\circ}$ С);

$T_n$  – підвищення температури гальмівного барабана над температурою навколишнього повітря,  $^{\circ}$ С;

$F_6$  – поверхня охолодження гальмівного барабана;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі між гальмівним барабаном і повітрям;

$t$  – час гальмування, с;

Якщо зневажити випромінюванням тепла (у разі інтенсивного короткочасного гальмування) до навколишнього середовища, із рівняння (10.2) можемо знайти підвищення температури гальмівного барабана за одне гальмування буде дорівнювати:

$$T_n = \frac{M_i \cdot (1 + \gamma) \cdot (V_{T1}^2 - V_{T2}^2)}{2M_g \cdot c} \quad (10.3)$$

З експериментальних даних для нормальної роботи гальмівних накладок збільшення температури гальмівного барабану за одне гальмування не повинно перебільшити 15 °С. Інтенсивність тепловіддачі гальмівного барабана в повітря визначають розмірами його поверхні й коефіцієнтом тепловіддачі, що залежить від його конструктивного komponування в гальмівному механізмі й гальмівного механізму відносно інших вузлів ходової частини.

Зменшення нагріву гальм забезпечують шляхом збільшення поверхні охолодження оребрінням гальмівних барабанів, використанням барабанів з алюмінієвого сплаву, які відрізняються високою питомою теплоємністю та іншими конструктивними даними.

### 10.5 Принцип дії та розрахунок компресора

Компресор – це пристрій для стиснення й нагнітання повітря до пневмомагістралі тролейбуса. Він зазвичай є машиною із зворотно-поступальним рухом поршня (1) у циліндрі (2) (рис. 10.9).

Принцип роботи компресора розглянемо за індикаторною діаграмою, тобто функцією тиску  $P$  у циліндрі від ходу поршня  $h$  ( $P = f(h)$ ). З ходом поршня (1) зліва направо в циліндрі (2) створюється розрядження та відкривається впускний клапан (3). Процес наповнення циліндра повітрям характеризується кривою (d–a). Коли поршень рухається вліво – відбувається стиснення, яке характеризує крива (a–b). Процес стиснення визначається умовами теплообміну між газом і стінками циліндра. Збільшення тиску повітря виникає доти, доки воно

не стане більше  $P_2$ . Тоді відкривається нагнітальний клапан (4) і здійснюється процес виштовхування – крива (в–с).

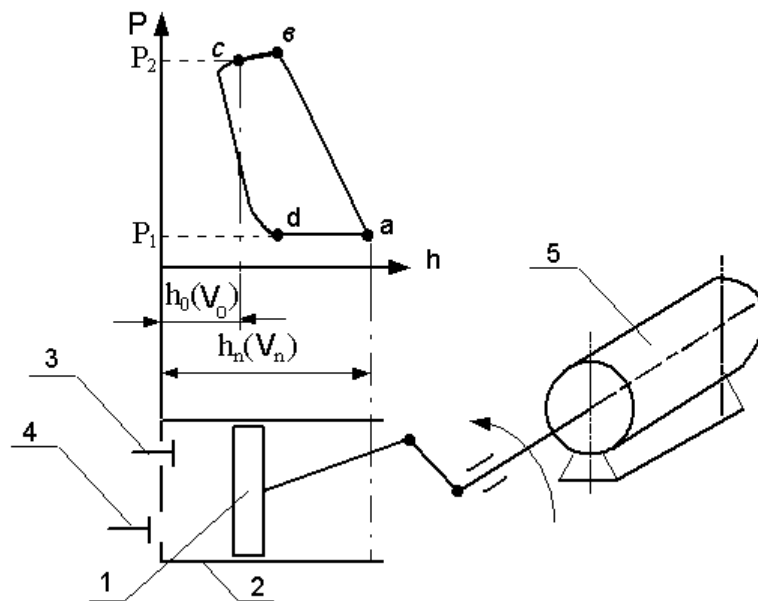


Рисунок 10.9 – Діаграма залежності тиску  $P$  від ходу поршня  $h$  компресора

Під час зворотного руху поршня повітря, що лишилося в мертвому просторі  $V_0$  циліндра при  $h_0$ , розширюється політропно і тиск падає (с–d). Нагнітальний клапан при цьому закритий. Як тільки тиск повітря в циліндрі стане нижчим за  $P_1$ , відкриється впускний клапан і почнеться знову процес наповнення. Однак, як видно з діаграми, цей процес через вплив мертвого об'єму  $V_0$ , почнеться з точки d, а не з крайнього лівого положення, що знижує наповнення циліндра повітрям і зменшує продуктивність компресора. Тому мертвий об'єм (5–10 % від повного  $V_n$  при  $h_n$ ) прагнуть скоротити. Після підвищення тиску в пневмосистемі до заданого рівня компресор за допомогою регулятора тиску вимикається.

За наявності регулятора тиску можливі (4) варіанти відключення компресора: 1) з'єднання нагнітальної магістралі з атмосферою через розвантажувальний клапан регулятора; 2) подача стисненого повітря в розвантажувальний пристрій, що зупиняє стиснення шляхом примусового відкриття впускного чи спеціального розвантажувального клапана; 3) подача тиску чи електричних сигналів до муфти, що вимикає компресор від приводу; 4) відключення живлення

електродвигуна.

На тролейбусах застосовують останній варіант. Компресори марок ЕК-4 (ЗіУ-9) – одноступеневі, двоциліндрові. Розташування циліндрів – горизонтальне, однорядне з повітряним охолодженням, барботажним змащенням. Для зниження швидкості обертання застосовують двоступеневий редуктор.

Теоретичну продуктивність компресора розраховують за формулою

$$Q_T = Fhn, \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (10.4)$$

де  $F$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ ;

$h$  – хід поршня,  $\text{м}$ ;

$n$  – кількість обертів вала,  $\text{хв}^{-1}$

Дійсна продуктивність:

$$Q_d = Q_T h, \quad (10.5)$$

де  $h = 0,9 \div 0,95$  – коефіцієнт подачі, що враховує витоки повітря.

Останній залежить від технічного стану компресора, коефіцієнта дроселювання, коефіцієнта підігріву повітря, що всмоктується.

Робота стиску 1 кг повітря від атмосферного тиску  $P_o$  до тиску стиску  $P_k$

$$L = \int_{P_o}^{P_k} V dP. \quad (10.6)$$

При ізотермічному стиску в циліндрі компресора об'єм  $V$  і тиск  $P$  підпорядковується закону термодинаміки:

$$PV = RT = \text{const}, \quad (10.7)$$

де  $R$  – газова постійна;

$T$  – температура процесу стиснення.

Після підстановки (10.7) рівняння в (10.6) і проінтегрувавши від  $P_o$  до  $P_k$ , отримаємо рівняння для роботи ізотермічного стиску:

$$L_{is} = 2,303RT \cdot \log \frac{P_k}{P_o}. \quad (10.8)$$

Потрібну потужність для забезпечення необхідної вагової продуктивності  $G_k$  з урахуванням того, що 1 кВт є еквівалентом 102 кг/с, визначають так:

$$N_{iz} = \frac{L_{iz} \cdot G_k}{102 \cdot 60}, \text{кВт.} \quad (10.9)$$

### Контрольні запитання

- 1 Яке призначення гальмування, які існують його види?
- 2 Які існують режими гальмування та види гальм безрейкового рухомого складу?
- 3 Які головні класифікаційні ознаки гальм?
- 4 Які головні елементи входять до системи гальмування трамвая і тролейбуса, яке їхнє призначення?
- 5 Яке призначення мають окремі елементи гальмової системи тролейбуса який принцип їхньої дії?
- 6 Які принципи дії виконавчих механізмів гальмової системи?
- 7 Які позитивні та негативні якості мають гальмівні циліндри та камери?
- 8 Який принцип дії компресора та яке призначення його головних елементів?
- 9 Що таке індикаторна діаграма робочого процесу компресора та як її можна проаналізувати?
- 10 Як розрахувати необхідну потужність компресора?
- 11 Згідно якого рівняння ведеться розрахунок гальмівного механізму на нагрів?
- 12 Як можна порівняти характеристики дискового і барабанного гальм транспортних засобів?
- 13 Які сфери застосування стисненого повітря на рухомому складі?

## 11 ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ (ДВЗ)

### 11.1 Основи роботи ДВЗ

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння належать до того класу теплових двигунів, у яких хімічна енергія палива перетворюється в теплову безпосередньо всередині робочого циліндра. Унаслідок хімічної реакції палива з киснем повітря, що надходить у циліндр, утворюються газоподібні продукти згоряння з високими тиском і температурою. Перетворення отриманої теплової енергії в механічну здійснюється за допомогою передачі роботи розширення продуктів згоряння на поршень, поступально-зворотний рух якого перетворюється за допомогою шатунного механізму в обертальний на колінчастому валу двигуна.

Створюваний колінчастим валом крутний момент, робить корисну роботу, переборюючи опір зовнішнього навантаження.

Передбачений конструкцією двигуна газорозподільний механізм дає змогу здійснювати періодичне відкриття та закриття впускних і випускних органів, що забезпечують своєчасне заповнення циліндра свіжим зарядом повітря і видалення газів, що відпрацювали, а система паливоподачі – упорскування палива в циліндр.

Здійснення комплексу зазначених вище послідовних процесів, що періодично повторюються в кожному циліндрі та зумовлюють роботу двигуна, називається робочим циклом.

Високі температури процесу згоряння, що досягають  $1800 - 2000^{\circ}\text{K}$ , не є перешкодою для надійної роботи двигуна, оскільки процес згоряння палива відбувається періодично, а стінки циліндра охолоджуються водою (чи повітрям).

Значний температурний перепад між найбільшою температурою газів у процесі згоряння та при найменшій їхній температурі наприкінці процесу розширення (близько  $800 - 1000^{\circ}\text{K}$ ) обумовлює одержання високого коефіцієнта корисної дії робочого циклу.

Застосовуваний у двигунах спосіб використання хімічної енергії палива є одним із найраціональніших, оскільки дає змогу обійтися у процесі здійснення

робочого циклу без будь-якого проміжного робочого тіла (наприклад, пару), виготовлення якого вимагає наявності додаткових агрегатів (казан, конденсатор, пароперегрівник), і, крім того, призводить до неминучої додаткової втрати деякої частини хімічної енергії палива.

Незважаючи на наявність досить значних теплових втрат (переважно з відпрацьованими газами та середовищем, що охолоджує циліндр), сучасні двигуни внутрішнього згоряння й особливо двигуни із самозапалюванням палива чи так звані дизелі є найбільш економічними серед інших видів теплових двигунів, а отже, і найдосконалішими.

### 11.2 Класифікація ДВЗ

Двигуни внутрішнього згоряння можуть бути розподілені за такими головними ознаками.

*За способом здійснення робочого циклу:*

- чотиритактні (Ч), у яких робочий цикл здійснюється за чотири ходи поршня, що відповідають двом оборотам колінчатого вала;
- двотактні (Д), у яких робочий цикл здійснюється за два ходи поршня, що відповідають одному обороту колінчастого вала.

*Під тактом* мають на увазі частину робочого циклу, що протікає в інтервалі між двома суміжними точками мінімального та максимального обсягів робочого циліндра. У зв'язку з зазначеними особливостями здійснення робочих циклів конструктивне оформлення чотири- та двотактних двигунів різне.

*За способом дії:*

- простої дії (Ч і Д), у яких робочий цикл відбувається в одній тільки верхній порожнині циліндра (мають переважне поширення);
- подвійної дії (ДД), у яких робочий цикл відбувається в двох порожнинах циліндра: верхній (над поршнем) і нижній (під поршнем).
- двотактні з протилежно рухомими поршнями (ПДП), що є, власне кажучи, двома двотактними двигунами простої дії з загальною камерою згоряння (мають обмежене застосування).

*За способом наповнення робочого циліндра:*

– без наддування, у яких усмоктування робочої суміші чи повітря здійснюється безпосередньо робочим поршнем (чотиритактні), чи заповнення циліндра відбувається продувним повітрям з тиском, необхідним лише для здійснення процесу зміни заряду (двотактні);

– з наддуванням, у яких робоча суміш чи повітря подають у циліндр із підвищеним тиском з особливого наддувного агрегату (чотиритактні), чи продування циліндра здійснюють повітрям підвищеного тиску, що забезпечує як зміну заряду, так і збільшення його ваги.

*Наддування* полягає у збільшенні кількості (ваги) свіжого заряду шляхом підвищення тиску на впуску, а отже, і збільшення щільності заряду.

*За родом застосовуваного палива:*

- легкого рідкого палива (бензин, бензол, гас, спирт);
- важкого рідкого палива («дизельне» паливо, моторне паливо, мазут, солярова олія, газолін);
- газоподібного палива (гази – генераторний, природний, стиснутий, зріджений);
- газорідинні (основне паливо – газ, запальне паливо – рідке);
- багатопаливні, що працюють на різноманітному асортименті рідких палив, від легких до важких;
- пилоподібного палива, у яких тверде паливо (вугілля) підводять до системи сумішоутворення в здрібненому стані й розпилюють стисненим повітрям.

*За способом сумішоутворення:*

- з внутрішнім сумішоутворенням, у яких робоча суміш утворюється всередині робочого циліндра внаслідок розпилювання палива, що впорскується в циліндр насосом під високим тиском – усі двигуни із самозапалюванням палива (дизелі), а також легкого палива, що мають безпосереднє упорскування палива в циліндр;
- із зовнішнім сумішоутворенням, у яких пальна суміш, що складається з парів рідкого легкого палива з повітрям чи з газу з повітрям, утворюється поза робочим циліндром: усі двигуни – карбюраторні, а також газоподібного палива



з запалюванням від іскри.

*Сумішоутворення* полягає у процесі готування пальної суміші з метою підготовки до спалювання в двигуні.

*Робоча суміш* – це суміш свіжого заряду (повітря та розпиленого палива – у двигунах із внутрішнім сумішоутворенням) із газами, що залишилися в циліндрі після завершення робочого циклу (так звані «залишкові» газы).

*За способом запалення робочої суміші:*

- із самозапалюванням палива (дизелі), у яких рідке паливо, що впорскується в камеру згоряння, самозаймається через досить високу температуру, отриману наприкінці процесу стиску;

- з примусовим запалюванням, у яких запалення пальної суміші відбувається внаслідок запалювання її від стороннього джерела (електричної іскри) – всі карбюраторні й газові двигуни;

- зі змішаним запаленням, у яких запалення робочої суміші відбувається під дією, з одного боку, температури стиснутого повітря (недостатньої для самозапалювання), а з іншого боку – під впливом розпечених стінок камери чи стиску особливого запальника («калоризатора») – усі так звані калоризаторні двигуни;

- з комбінованим запаленням, що, наприклад, працюють за «газорідинним» процесом, у яких паливна газова суміш примусово запалюється шляхом самозапалювання рідкого запального палива, чи так звані «газодизелі».

*За родом робочого циклу:*

- з підведенням тепла при майже постійному обсязі – усі двигуни, що мають низький ступінь стиску та примусове запалювання палива (карбюраторні й газові);

- з підведенням тепла при майже постійному тиску – усі двигуни, що мають високий ступінь стиску із пневматичним (повітряним) розпилюванням палива та з самозапалюванням – усі так звані «компресорні дизелі»;

- зі змішаним підведенням тепла, у яких процес підведення тепла сприймається таким, що проходить частково при постійному об'ємі й частково при

постійному тиску – усі сучасні двигуни з високим ступенем стиску з безпосереднім упорскуванням рідкого палива та із samozapalюванням (дизелі).

*Ступінь стиснення  $\varepsilon$*  – це відношення повного обсягу циліндра  $V$  (сума обсягу простору стиску  $V_c$  і робочого обсягу циліндра  $V_s$ ) до обсягу простору стиску  $V_c$  (коли обсяг робочого тіла досягає мінімуму).

*Робочий обсяг циліндра  $V_s$*  – це обсяг циліндра, що звільняється поршнем під час переміщення його від положення мінімального обсягу до положення максимального обсягу.

*За конструктивним виконанням (головні ознаки):*

- тронкові, у яких роль напрямної виконує тронкова частина робочого поршня;
- з повзунами, так звані «крейцкопфні» (К), у яких роль направляючої замість поршня виконує повзун, що ковзає по паралелях;
- з вертикальним розташуванням циліндрів;
- з горизонтально розташованими циліндрами;
- однорядні, з розташуванням циліндрів в один ряд, у яких осі циліндрів паралельні й розташовані в одній площині;
- дворядні з паралельним розташуванням рядів (здвоєні) чи з розташуванням рядів під визначеним кутом (V-подібні);
- багаторядні з розташуванням циліндрів під різними кутами (X-подібні, H-подібні, W-подібні й інші швидкохідні й легкі типи двигунів;
- зіркоподібні однорядні з радіальним розташуванням циліндрів, що лежать в одній площині – швидкохідні ДВЗ;
- зіркоподібні багаторядні з паралельно розташованими рядами – швидкохідні ДВЗ, що мають зазвичай горизонтальне розташування колінчатого вала і, як виняток, – вертикальне;
- з протилежно рухомими поршнями з одним, двома чи більше колінчастими валами (залежно від розташування рядів), з'єднаними між собою зубчастою передачею.

*За напрямком обертання колінчастого вала:*

- нереверсивні, що мають один постійний напрямок обертання;
- реверсивні, у яких зміна напрямку обертання здійснюється за допомогою особливого реверсивного механізму, що змінює фази газорозподілу;
- правої моделі (так звані «праві»), у яких напрямок обертання відбувається за годинниковою стрілкою;
- лівої моделі (так звані «ліві»), у яких напрямок обертання відбувається проти годинникової стрілки.

*За середньою швидкістю поршня* двигуни умовно поділяються на тихохідні – із середньою швидкістю поршня менше 6,5 м/с і на швидкохідні – із середньою швидкістю поршня 6,5 м/с і більше.

### **11.3 Сфера застосування ДВЗ**

Двигуни внутрішнього згоряння одержали винятково широке поширення в найрізноманітніших галузях народного господарства, таких як: водний транспорт (головні та допоміжні двигуни на судах); авіаційний транспорт (літаки, вертольоти); залізничний транспорт (тепловози, мотовози); безрейковий транспорт (автомобілі, трактори); рибна промисловість (головні й допоміжні двигуни на судах); дорожня й будівельна індустрія (екскаватори, котки, пересувні електростанції); сільське господарство (МТС, електростанції, комбайни); лісова промисловість (пересувні електростанції, тягачі); нафтова промисловість (лебідки, бурові установки); комунальне господарство (дрібні й середні електростанції, насосні установки).

Головні причини настільки широкого застосування ДВЗ у найрізноманітніших за призначенням енергетичних установках є те, що агрегатна потужність ДВЗ покриває величезний діапазон потужностей, а також те, що ДВЗ і особливо – дизелі – найбільш економічні серед існуючих теплових двигунів.

Найбільші два споживачі – цивільний і військовий морський і річковий флоти, де двигуни використовуються як головні й допоміжні агрегати.

## 11.4 Конструкція ДВЗ

Корпус складається з таких нерухомих основних частин двигуна: картера, циліндрів і кришок. Ці частини необхідно зв'язати між собою в єдину жорстку систему для запобігання деформації під час роботи двигуна під дією сил тиску газів і сил інерції рухомих частин.

Підшипники для колінчатого вала встановлюються в гніздах картера. Підшипники складаються з двох циліндричних напіввкладишів (або одного вкладиша) і кришки, що притискається до рами шпильками або болтами.

Головне призначення картера – зв'язати блок-циліндр із фундаментною рамою та утворити повністю закриту та непроникну для газів і масла порожнину для колінчастого валу й шатунно-поршневого механізму.

Найбільш відповідальною частиною корпуса є верхня частина – блок-циліндри. Блок-циліндри чотиритактних двигунів мають найпростішу коробчасту конструкцію, що складається безпосередньо з блока з вертикальними перегородками між циліндрами, у яких повинні бути передбачені отвори для перепуску охолоджувальної рідини. Блок-циліндри двотактних двигунів мають складнішу конструкцію, оскільки, крім порожнин для охолоджувальної рідини, повинні бути оснащені порожнинами для підведення продувочного повітря та відведення випускних газів.

Кришка (головка) циліндрів замикає верхню частину камери згоряння та визначає разом із днищем поршня форму й обсяг камери згоряння (стиску). Кришка циліндра піддається тиску газів і дії високих температур. Зовнішня форма кришки – циліндрична, квадратна, шести- чи восьмигранна. При діаметрі циліндра менше 200 мм зазвичай переходять з індивідуальних кришок на блок-кришки, що становлять один загальний виливок для декількох циліндрів чи для всього двигуна.

Поршнева група складається з таких головних деталей: поршня, поршневих кілець і поршневого пальця. Умови роботи поршня важкі, оскільки, крім механічних напружень від тиску газів і сил інерції у поршні виникають температурні напруження внаслідок відводу тепла від нагрітої газом голівки в охо-

лоджувальне середовище.

Рациональна конструкція поршня повинна забезпечити: а) надійне ущільнення камери згоряння від пропуску газів; б) такий відвід тепла від голівки поршня, щоб температура днища та поршневих кілець не перевершили величин, що допускаються; в) надійне змащення напрямної поршня, кілець і пальця; г) видалення надлишків масла, що можуть проникати в камеру згоряння.

Конструкція поршня залежить від типу двигуна, його розмірів, ступеня швидкохідності, обраних матеріалів і способу виготовлення. За конструктивним виконанням розрізняють поршні простої та подвійної дії.

У голівці розміщують канавки для поршневих кілець, кількість яких залежить від швидкохідності двигуна й тиску в камері згоряння. Поршневі кільця поділяються на ущільнювальні (компресійні) і маслоснімні.

Ущільнювальні кільця слугують для запобігання прориву газів із камери згоряння в картер, а також для відводу тепла від голівки поршня в охолоджувальну рідину. Маслоснімні кільця видаляють надлишки масла з дзеркала циліндра, щоб воно не могло проникнути в камеру згоряння.

Поршневі кільця у вільному стані (поза циліндром) мають трохи більший діаметр, ніж циліндр, унаслідок чого, будучи стиснутими і вставленими в циліндр, вони натискають на його стінку.

Поршневий палець з'єднує поршень із шатуном. Шатун слугує для передачі на шатунну шийку колінчастого вала зусилля від тиску газів на поршень. Шатун складається з верхньої (поршневий) голівки, стрижня, нижньої голівки та шатунних болтів. Шатун повинен забезпечувати необхідну міцність і твердість конструкції при мінімальній її вазі й надійній роботі підшипників верхньої та нижньої голівок.

Колінчастий вал є однією з найбільш відповідальних деталей «руху», оскільки передає роботу окремих циліндрів у вигляді змінного крутного моменту на вихідний вал. Шийки колінчастого вала, обертаючись у картерних підшипниках, піддаються зношенню. Колінчастий вал складається з корінних і шатунних шийок, щік і сполучних фланців; на валу встановлюють противаги, приво-

дні шестірні, маховики, валоповоротні пристрої тощо.

Головне призначення механізму газорозподілу – керування процесами впуску свіжого заряду та випуску газів, що відпрацювали. Механізм газорозподілу в чотиритактних двигунах складається з розподільного вала з приводом до нього, кулачних шайб (на валу), штовхальників, штанг, важелів, клапанів – впускних і випускних; у двотактних двигунах газорозподіл здійснюється самим поршнем через продувні й випускні вікна в циліндрі, чи через вікна (продувка) і клапани в кришці (випуск). Передавальне відношення чисел обертів розподільного вала до колінчастого становить в чотиритактних двигунах 1:2 (оскільки відкриття клапанів відбувається один раз за два оберти колінчастого вала), тоді як у двотактних – 1:1.

Головними деталями клапанного комплексу є такі: клапан, корпус клапана, направляюча втулка, пружина та її тарілка. Клапани під час роботи піддаються впливу високих температур, а також значним динамічним навантаженням. Температури впускних клапанів досягають 300–400° С, а випускних – 600–800° С.

Привід клапанів здійснюється від кулачних шайб розподільного вала, розташованого паралельно колінчастому валу вздовж усього двигуна. Як виняток, застосовується привід вихлопних клапанів від шайби, закріпленої на колінчастому валі.

Розподільний вал роблять суцільним або складеним, установлюють на різних опорних підшипниках, залитих антифрикційним сплавом, і забезпечують опорним підшипником, що сприймає зусилля від механізмів приводу.

### **Контрольні запитання**

- 1 У чому полягає принцип дії двигунів внутрішнього згоряння?
- 2 Як можна класифікувати двигуни внутрішнього згоряння?
- 3 Які існують сфери застосування двигунів внутрішнього згоряння?
- 4 Яку конструкцію мають двигуни внутрішнього згоряння?

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ефремов И. С. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И. С. Ефремов, Б. П. Гущо-Малков. – М. : Транспорт, 1970. – 480 с.
2. Богдан Н. В. Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н. В. Богдан, Ю. Е. Атаманов, А. И. Сафонов / под ред. Н. В. Богдана. – Минск : Ураджай, 1999. – 346 с.
3. Максимов А. Н. Городской электротранспорт. Троллейбус / А. Н. Максимов. – М.: Академия, 2004. – 256 с.
4. Иванов М. Д. Трамвайные вагоны Т-3 / М. Д. Иванов, А. А. Пономарев, Б. К. Иеропольский. – М. : Транспорт, 1977. – 240 с.
5. Кирсанов А. И. Трамвайные вагоны. В помощь водителю / А. И. Кирсанов. – М. : Железнодорожное дело, 2012. – 336 с.
6. Сооружения, устройства и подвижной состав метрополитена / Под общ. ред. А. С. Бакулина. – М. : Транспорт, 1979. – 240 с.
7. Тархов С. Електротранспорт України. Енциклопедичний путівник / С. Тархов, К. Козлов, А. Оландер. – Київ : Варто, 2010. – 863 с.
8. Добровольская Э. М. Устройство и ремонт электропоездов : монография / Э. М. Добровольская. – М. : ИКЦ Академкнига, 2005. – 455 с.
9. Ефремов И. С. Технические средства городского электрического транспорта / И. С. Ефремов, В. М. Кобозев, В. В. Шевченко. – М. : Высшая школа, 1985. – 448 с.
10. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог / В. Б. Медель. – М. : Транспорт, 1974. – 232 с.
11. Павловський М. А. Теоретична механіка / М. А. Павловський. – Київ : Техніка, 2002. – 512 с.

12. Методичні рекомендації до розрахунково-графічної роботи з дисциплін «Механічне обладнання рухомого складу», «Механічне обладнання транспортних засобів» / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. А. В. Коваленко. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. – 24 с.

13. Бабичков А. М. Тяга поездов и тяговые расчеты / А. М. Бабичков, П. А. Гурский, А. П. Новиков. – М. : Транспорт, 1971. – 280 с.

14. Правила експлуатації трамвая і тролейбуса. – Затв. 10.12.96; увед. 16.03.97. – Київ : Держжитлокомунгосп, 1997. – 103 с.

15. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт. – Л. : Судпромгиз, 1962. – 544 с.



*Навчальне видання*

**КОВАЛЕНКО** Андрій Віталійович

**«МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ»**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

*(для студентів усіх форм навчання та слухачів другої вищої освіти  
за спеціальністю*

*141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка)*

Відповідальний за випуск *Ю. П. Бархаєв*

Редактор *В. І. Шалда*

Комп'ютерне верстання *А. В. Коваленко*

План 2018 поз. 112 Л

---

Підп. до друку 15.06.2018 р.    Формат 60х84 /16.

Друк на ризографі . Ум. друк. арк. 5,0.

Тираж 50 пр.    Зам. №    .

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет  
міського господарства імені О. М. Бекетова,  
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків 61002.

Електронна адреса: [rectorat@kname.edu.ua](mailto:rectorat@kname.edu.ua)

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 5328 від 11.04.2017.